Math. A.
360 u

HANDBUCH
FÜR DEN
PRACTISCHEN MASCHINEN-CONSTRUCTEUR
BAND I, ABTHEILUNG 1.

DIE
MASCHINENTHEILE, ANLAGE DER TRANSMISSIONEN BEWEGUNGSMECHANISMEN UND FUNDAMENTE

UNTER MITWIRKUNG
ERFAHRENER INGENIEURE UND FABRIKDIRECTOREN

HERAUSGEGEBEN
VON

W. H. UHLAND
CIVIL-INGENIEUR UND CHEFREDACTEUR DES PRACT. MASCHINEN-CONSTRUCTEUR U. S. W.

MIT 778 TEXTFIGUREN UND 4 TAFELN.

LEIPZIG 1883
BAUMGÄRTNER'S BUCHHANDLUNG.

Uhland

4° Math. a.

360 r

Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

Handbuch für den Prakt. Maschinen-Constructeur.

Eine Sammlung der wichtigsten Formeln, Tabellen, Constructionsregeln und Betriebsergebnisse für den Maschinenbau und die mit demselben verwandten Branchen.

Unter Mitwirkung erfahrener Ingenieure und Fabrikinspectoren

herausgegeben von

W. H. Uhland,

Civilingenieur und Chefredacteur des „Praktischen Maschinen-Constructeur" etc.

Mit fast 4400 Textfiguren und 54 Tafeln.

Dasselbe ist entweder, zur Erleichterung der Anschaffung, in 37 Lieferungen (à 4 Textbogen und 2 Tafeln) à 3 M. zu beziehen oder in den nachstehenden beiden Ausgaben, wobei jeder Band und jede Abtheilung auch einzeln käuflich ist.

a) Ausgabe in 4 hocheleganten Halbfranzbänden:

Band I. **Maschinentheile, Bewegungsmechanismen, Motoren, Transmissionen, Messapparate, Wasser- und Luftpumpen, Gebläse und Luftcompressionsmaschinen.** Mit 1538 Textfiguren u. 13 Taf. 4. eleg. gbdn. Preis 32 *M.*

Band II. **Hochbau, Heizung, Beleuchtung und Lüftung, Wasser-, Strassen- und Eisenbahnbau, Brückenbau, Hebeapparate, Schiffbau.** Mit 1162 Textfiguren und 9 Tafeln. 4. eleg. gbdn. Preis 20 *M.*

Band III. **Hüttenwesen, Eisen- und Metallgiesserei, Holz- und Steinbearbeitung, Spinnerei, Weberei u. s. w., Waschanstalten, Lederfabrikation, Papierfabrikation, Buchdruck, Buchbinderei, Mühlenwesen und Bäckerei, Zucker- u. Zuckerwaarenfabrikation, Eisfabrikation, Brennerei, Bierbrauerei, Leim- u. Düngerfabrikation, Oel-, Seifen- u. Kerzenfabrikation, Gyps-, Cement- und Thonwaarenfabrikation.** Mit 1424 Textfiguren und 52 Tafeln. 4. eleg. gbdn. Preis 56 *M.*

Band IV. **Mathematik, Mechanik, Hydraulik, Physik, Chemie, Feldmessen und Nivelliren, Münz-, Maass- u. Gewichtstabellen, Industriegesetze.** Mit 244 Textfiguren. 4. eleg. gbdn. Preis 12 *M.*

b) Ausgabe in 10 Abtheilungen, in Halbleinwandbänden mit farbigem Titel:

Band I. Abth. 1. **Maschinentheile, Transmissionen, Bewegungsmechanismen, Fundamente.** Mit 778 Textfig. u. 4 Taf. 4. Gbdn. Preis 10 *M.*

„ „ **Abth. 2.** **Die Motoren** (Göpel, Wasserräder, Turbinen, Wassersäulenmaschinen, Windräder, Dampfkessel, Dampfmaschinen, Locomobilen, Luft-, Gas- u. Petroleummaschinen). Mit 424 Textfiguren und 6 Tafeln. 4. Gbdn. Preis 10 *M.*

„ „ **Abth. 3.** **Maschinen zum Messen u. Wägen, Regulatoren, Pumpen, Gebläse etc.** Mit 336 Textfig. u. 3 Taf. 4. Gbdn. Preis 6 *M.*

Band II. Abth. 1. **Hochbau, Feuerungsanlagen, Heizung u. Lüftung, Beleuchtung, Wasserbau, Baumaschinen.** Mit 795 Textfiguren und 4 Tafeln. 4. Gbdn. Preis 10 *M.*

„ „ **Abth. 2.** **Strassen-, Eisenbahn- u. Brückenbau, Hebeapparate, Schiffsbau.** Mit 367 Textfiguren u. 5 Tafeln. 4. Gbdn. Preis 6 *M.*

Band III. Abth. 1. **Hüttenwesen, Eisen- und Metallgiesserei, Holz- und Steinbearbeitung.** Mit 660 Textfig. u. 7 Taf. 4. Gbdn. Preis 12 *M.*

„ „ **Abth. 2.** **Spinnerei und Weberei etc., Waschanstalten, Leder- und Papierfabrikation, Buchdruck und Buchbinderei.** Mit 356 Textfiguren und 13 Tafeln. Preis 14 *M.*

„ „ **Abth. 3.** **Mühlenwesen u. Bäckerei, Zucker- u. Zuckerwaaren- etc. Fabrikation.** Mit 294 Textfig. u. 17 Taf. 4. Gbdn. Preis 14 *M.*

„ „ **Abth. 4.** **Eisfabrikation, Brennerei, Bierbrauerei, Leim- und Düngerfabrikation, Oel-, Seifen- und Kerzenfabrikation, Gyps-, Cement- und Thonwaarenfabrikation.** Mit 114 Textfiguren und 15 Tafeln. 4. Gbdn. Preis 12 *M.*

Band IV. Abth. 1. **Mathemathik, Mechanik, Hydraulik, Physik, Chemie, Feldmessen, Münz-, Maass- und Gewichtstabellen, Industriegesetze.** Mit 244 Textfiguren. 4. Gbdn. Preis 10 *M.*

Das Werk ist durch jede Buchhandlung zu beziehen.

Aus dem gleichen Verlage sind ferner zu empfehlen:

Zusammenstellung verschiedener Alphabete

zum Gebrauche bei Situations-, Bau- und Maschinenzeichnungen.

Eine Auswahl von Schreib-, Antiqua- u. Frakturschriften mit Wortbeispielen.

Für höhere Bürger-, Real- und Gewerbeschulen, Technische Hochschulen, Architekten, Ingenieure, Katasterbeamte u. s. w. u. s. w.

Dritte völlig umgearbeitete Auflage 1883.

In hochelegantem farbigem Umschlag. Kl.-8. geheftet. 90 ₰.

Mit der dritten Auflage dieser vielbegehrten Schriftenauswahl für Techniker ist eine ganz und gar neue Ausgabe geboten, welche sowohl von den früheren Ausgaben als auch von der nicht unbeträchtlichen Anzahl ähnlicher Werkchen erheblich und, wie wir meinen, zu ihrem Vortheil abweicht. Insbesondere ist darauf Rücksicht genommen, für den praktischen Gebrauch Zweckdienliches zu bieten. Die Ausstattung ist eine sehr elegante und originelle.

und:

Skizzenbuch für den Prakt. Maschinen-Constructeur.

Ein Hilfsbuch für Maschinentechniker aller Branchen, sowie für Schüler technischer Lehranstalten.

Herausgegeben von

W. H. Uhland,

Civilingenieur und Chefredacteur des „Praktischen Maschinen-Constructeur“ etc.

In Jahresbänden qu.-4. broschirt à 10 Mark erscheinend.

Jeder Band ist einzeln käuflich.

Bei der Eigenartigkeit dieses Werkes — dasselbe bildet eine Jahresrevue über alle neuesten und wichtigsten Fortschritte und Resultate auf dem einschlägigen Gebiete und zwar eine internationale Revue, insofern als auch alle ausserdeutschen Industrieländer, insbesondere England, Amerika, Frankreich, hierbei Berücksichtigung finden — und bei der grossen Wohlfeilheit desselben — für 10 ℳ bietet es 120 sorgfältig ausgeführte Tafeln nebst kurzem Text — dürfte dasselbe für jeden Maschinentechniker von grossem Interesse sein.

Bis Ende 1883 erschienen:

Band I (1878): Armaturen, Ausrückvorrichtungen, Bewegungsmechanismen, Condensatoren, Dachconstructionen, Dampfkessel, Dampfkolben, Feuerungsanlagen, Hebeapparate, Kuppelungen, Pleuelstangen, Lagerconstructionen, Schmierapparate, Windräder u. s. w.

Band II (1879): Centrifugalpumpen, Corlissteuerungen, Excenter, Feuerungsanlagen, Geradführungen, Hahnsteuerungen, Kurbeln, Hydraulische Pressen, Lagerconstructionen, Schraubenpressen, Mühlenbau u. s. w.

Band III (1880): Bewegungsmechanismen, Armaturen, Pumpen, Gebläse, Drehbänke, Eisenconstructionen, Göpelconstructionon, Riemenscheiben, Transmissionen, Turbinen, Ventilsteuerungen, Werkzeughalter u. s. w.

Band IV (1881): Sheddächer, Pfettendächer, Holzcementbedachang, Göpel, Transportable Mühlen, Mühlen für landwirthschaftliche Zwecke, Ladegerüste, Laufkrahne, Mühlsteinkrahne, Hydraulische Aufzüge, Schiebersteuerungen etc.

Band V (1882): Speiseventile, Drehschwimmer, Handbohrmaschinen, Wandbohrmaschinen, Compounddampfmaschinen, Gebläsemaschinen, Schraubenflaschenzüge, Rollkrahne, Brückenlagerstühle, Stehlager, Farcotsteuerungen, Wendeltreppen, Hanfseiltransmissionen, Räderverzahnungen u. s. w.

Band VI (1883): Neuere Dampfkesselconstructionen, Kollergänge, Stopfbüchsen, Kuppelungen, Rührwerke, Pumpen, Schiebersteuerungen, Elevatoren, Turbinen, Dampfkolben, Armaturen, Riemenhalter und Riemenaufleger, Condensatoren und Vorwärmer, Feuerspritzen, Trockenvorrichtungen, Hebeapparate, Mühlenbau u. s. w.

☛ **Die Einrichtung des Skizzenbuchs ist derart, dass das spätere Zusammenbinden der zusammengehörigen Constructionsdetails ermöglicht ist.** ☚

HANDBUCH

FÜR DEN

PRACTISCHEN MASCHINEN-CONSTRUCTEUR

BAND I, ABTHEILUNG 1.

DIE

MASCHINENTHEILE, ANLAGE DER TRANSMISSIONEN, BEWEGUNGSMECHANISMEN UND FUNDAMENTE

UNTER MITWIRKUNG

ERFAHRENER INGENIEURE UND FABRIKDIRECTOREN

HERAUSGEGEBEN

VON

W. H. UHLAND

CIVIL-INGENIEUR UND CHEFREDACTEUR DES PRACTISCHEN MASCHINEN-CONSTRUCTEUR U. S. W.

MIT 778 TEXTFIGUREN UND 4 TAFELN.

ÜBERSETZUNGSRECHT VORBEHALTEN.

LEIPZIG 1883

BAUMGÄRTNER'S BUCHHANDLUNG.

lg. n. 1831.

BIBLIOTECA
NACIONAL

Inhalts-Verzeichniss.

Maschinentheile.

Seite

A. Nieten und Nietverbindungen 1
B. Schrauben und Schraubenverbindungen . . . 7
1. Befestigungsschrauben 8
a. Scharfgängige Schrauben nach Whitworth's System 8
b. Scharfgängige Schrauben nach Sellers' System . 9
c. Flachgängige Schrauben nach Armengaud . . 10
d. Holzschrauben 10
e. Verschiedene Constructionen von Befestigungsschrauben 10
f. Schraubensicherungen 11
2. Schraubenverbindungen 12
3. Schraubenschlüssel 12
4. Druckschrauben, Bewegungs- u. Transportschrauben 13
5. Herstellungskosten der Schrauben 14
C. Keile und Keilverbindungen 14
D. Verbindungen durch Anker und Ringe . . . 15
E. Zapfen 16
1. Stirnzapfen 16
2. Halszapfen 16
3. Stützzapfen 16
4. Zapfenverbindungen 18
F. Axen und Wellen 18
1. Axen 18
a. Einfach belastete Axen (kreisförmiger Querschn.) 18
b. Einfach belastete, freitragende Axen 19
c. Axe mit 2 Tragstellen 19
d. Axe mit einem zwischen den Zapfen und einem ausserhalb derselben liegenden Axenkopf . . . 19
e. Axe mit 4 Tragstellen 20
2. Wellen 20
3. Keile und Stellringe 22
G. Wellenkupplungen 22
1. Feste Kupplungen 22
2. Bewegliche Kupplungen 23
3. Lösbare Kupplungen 24
4. Kraftmaschinenkupplungen 25
5. Ausrückungen 26

Seite

6. Herstellungskosten der Kupplungen 28
H. Lager 28
1. Lager für Tragzapfen 28
a. Stehlager 29
b. Consollager 32
c. Hängelager 33
2. Lager für Stützzapfen 35
I. Reibungsräder und Zahnräder 38
1. Reibungs- oder Frictionsräder 38
2. Zahnräder 39
Aufzeichnung der cyklischen Curven 40
Zahnreibung 43
Construction der Zahnräder 44
Kegelräder 50
Schraubenrad und Schrauben ohne Ende 51
Schraubenräder 53
Hyperbelräder 53
Kostenberechnung 55
K. Riemen und Riemenscheiben 55
Riemenleitungen 61
I. Riemenleitung für geometrisch zusammenfallende Axen 61
II. Riemenleitung zwischen parallelen Axen . . . 62
III. Riemenleitung zwischen sich schneidenden Axen 62
IV. Riemenleitung zwischen sich kreuzenden (geschränkten) Axen 63
V. Riementriebe mit Spannrollen 64
L. Seilbetrieb 65
1. Drahtseiltransmission 65
2. Hanfseiltransmission 71
3. Baumwollseiltransmission 73
M. Ketten und Kettenhaken 73
N. Kurbeln, Krummzapfen 77
O. Pleuelstangen (Flügelstangen, Kurbelstangen) und deren Köpfe 79
P. Kreuzköpfe, Querhäupter und Führungsgeleise oder Schlittenbahnen 82
1. Kreuzköpfe 82

Seite

2. Führungsgeleise oder Schlittenbahnen 84

Q. Kolben und Kolbenstangen 85

1. Kolben 85

2. Kolbenstangen 88

R. Stopfbüchsen 89

S. Excenter, Excentrik, excentrische Scheiben . 90

T. Balancier 91

U. Klappen, Ventile und Hähne 92

1. Klappen 92

2. Ventile 93

3. Hähne 95

V. Röhren und Röhrenverbindungen 96

Anlage der Transmissionen. 101

Seite

Bewegungs-Mechanismen.

1. Räderwerke 108

2. Uebertragung der Bewegung durch Riemen und Ketten 109

3. Kurbelübersetzungen 110

4. Hin- und Hergang (Geradführungen) 111

5. Lenker 112

6. Kehrbewegungen 113

7. Schaltungen 113

8. Parallelführungen 114

9. Riemenführung, Abstellung und Einkehrung . . 115

10. Mechanismen der rotirenden Dampfmaschinen . 117

11. Scheibendampfmaschinen 118

12. Kapselräderwerke 118

Fundamente. 120

I. Maschinentheile.

A. Nieten und Nietverbindungen.

Wenn die Verbindung von Bauconstructions- oder Maschinen-Elementen eine unlösliche sein soll, d. h. deren Trennung nur wieder durch die Zerstörung eines oder mehrerer der betreffenden Theile erfolgen kann, so finden in den weitaus meisten Fällen die **Nieten** Verwendung. Obwohl in der Praxis Nietverbindungen von Schmiedeisen, Stahl, Kupfer oder auch Gusseisen in Frage kommen, so bildet das Erstere doch allein das Hauptmaterial, in welchem auch meistentheils die Versuche ausgeführt wurden, um experimentell die zweckmässigsten Dimensionen abzuleiten.

Daher hat auch die Praxis fast für alle einfachen Nietverbindungen die zugehörigen Werthe fest vorgezeichnet, so dass in gewöhnlichen Fällen sämmtliche Dimensionen aus den betreffenden Tabellen resp. nach den empirischen Formeln sich bestimmen lassen.

Unter den **Nietverbindungen** kann man unterscheiden: die festen für Träger, Balancier, Gestänge etc., die dichten für Gefässe mit geringem inneren Druck, wie Schiffskörper, Gasometer, Reservoire etc., und schliesslich die zugleich dicht und festen für Dampfkessel.

Die Nieten werden aus weichem Schmiedeisen (Feinkorneisen) oder aus weichem Tiegelstahl hergestellt, sie bestehen aus dem vorher angestauchten Setzkopf, dem Schafte und dem nach dem Einziehen gebildeten Schliesskopf. In den Textfiguren 1—4 sind die gebräuchlichsten Kopfformen abgebildet.

Die Form Fig. 1 **für eine feste Nietnath.** Das Kopfprofil ist aus 3 Kreisbogen zusammengesetzt. Eine breite Kegelfläche bildet den Uebergang vom Schaft zu den Köpfen, wesshalb der Kopfdurchmesser klein ausfallen kann, also an Material ohne auf Kosten der Festigkeit gespart wird.

Die Form Fig. 2 **für eine dichte und feste Nietnath.** Das Kopfprofil besteht aus einem Kreisbogen. Es fällt der Kopf am Rande dünner aus, wesshalb sein dichtes Anliegen durch den Schellhammer oder durch Verstemmen leicht erzielt wird.

Der Nietkopf Fig. 3 wird nur durch Handhämmer hergestellt ohne Schell- und Vorhammer, um ein sauberes Aeussere zu erhalten.

Der versenkte Nietkopf Fig. 4 findet bei dichten Gefässen Anwendung, um eine glatte Wandung zu erhalten. Der Kopf kann nach Belieben mehr oder weniger vorstehen.

In allen Fällen ist die Länge l des Nietschaftes zwischen den Köpfen $< 4\,d$ zu nehmen, weil sich sonst die Niete nicht mehr in seiner ganzen Länge anstaucht. Je nach Wahl des Schliesskopfes muss die Niete eine bestimmte Länge $= L$ aus dem Loche vorstehen, damit später der Kopf kein überflüssiges Material zeigt. L ist in der Fig. 4 punktirt angedeutet. Nach Armengaud $L = 1{,}14\,d$, nach Reuleaux $L = 1{,}7\,d$.

Dimensionen der Nieten.

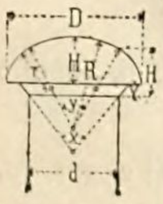


Fig. 1.

$H = 0{,}5\,d$ $D = 1{,}5\,d$
$R = d$
$r = 0{,}5\,d$
$v = \frac{1}{8}\,d$
$L = 1{,}2\,d$
$\measuredangle$ x $= 75^\circ$
$\measuredangle$ y $= 60^\circ$

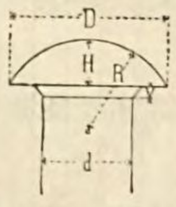


Fig. 2.

$H = 0{,}5\,d$ bis $0{,}6\,d$
$D = 1{,}7\,d$
$R = d$
$v = \frac{1}{8}\,d$
$L = 1{,}25\,d$

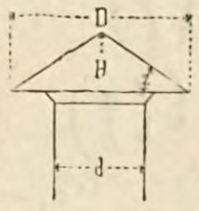


Fig. 3.

$H = \frac{2}{3}\,d$ b. $0{,}8\,d$
$D = 2\,d$
$\measuredangle\, z = 33^\circ$
$L = 1{,}8\,d$

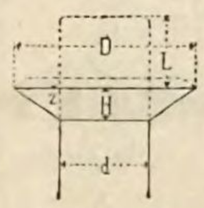


Fig. 4.

$H = \frac{d}{3}$ b. $0{,}4\,d$
$D = 1{,}7\,d$ b. $2\,d$
$\measuredangle\, z = 33^\circ$
$L = 0{,}7\,d$

Der **Nietdurchmesser** $= d$ hängt von der gegebenen Materialstärke, Blechdicke $= b$ ab, wird aber auch den oben genannten 3 Fällen gemäss bestimmt. Es ist für eine feste Nietnath $\frac{d}{b} < 2{,}5$; für eine dichte $\frac{d}{b} = 1{,}5$ bis 2; für eine zugleich dichte und feste $\frac{d}{b} = 2$. Bei grossen Blechdicken hat man aber zu achten, dass der Nietdurchmesser 25 mm nicht übersteigt, da die Praxis im Allgemeinen diese Grenze wegen der zunehmenden Beschwerlichkeit der Arbeit vorschreibt.

Nur von der Blechdicke abhängig, lauten nach v. Reiche die empirischen Formeln für alle Fälle:

$d = 3\text{ mm} + \frac{5}{3} b$, wenn $b \lessgtr 10$ mm und $d = 16\text{ mm} + 0{,}4\,b$, wenn $b = 10$ bis 25 mm.

Bei den **Nietverbindungen** bezeichnet:
b = Blechstärke; d = Nietdurchmesser; e = Entfernung von Mitte bis Mitte Niete derselben Reihe; a = Entfernung von Mitte Niete bis Blechrand; c = Entfernung zweier Nietreihen von einander; s = Laschenstärke; $f = \frac{e-d}{e}$ Festigkeitsverhältniss der Nath zum ungeschwächten Blech.

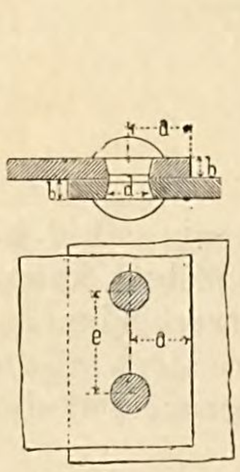


Fig. 5 u. 6.

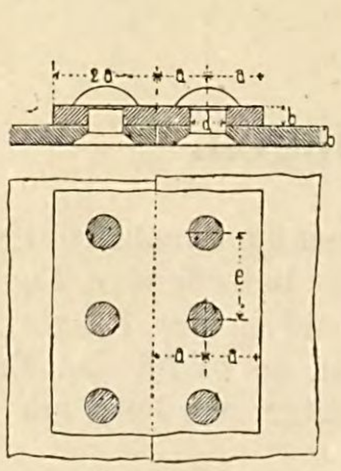


Fig. 7 u. 8.

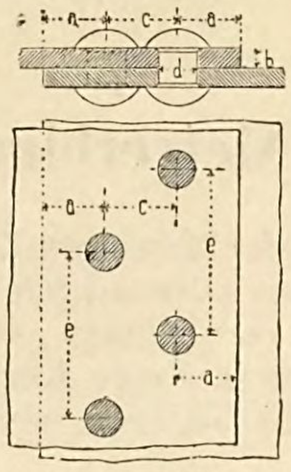


Fig. 9 u. 10.

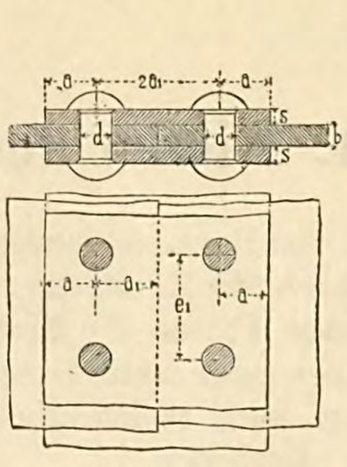


Fig. 11 u. 12.

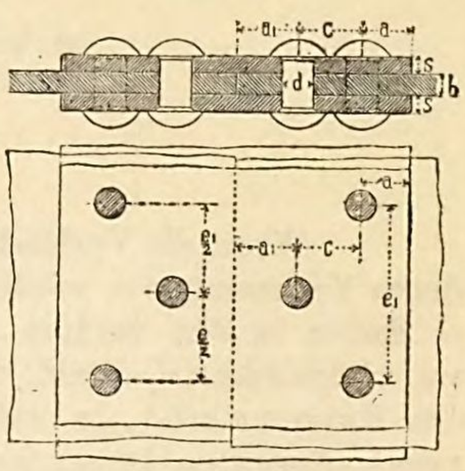
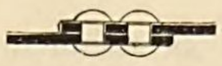


Fig. 13 u. 14.

Die in der folgenden Tabelle gegebenen Verhältnisswerthe für e und a wurden nach den nebenstehenden mathematisch abgeleiteten Formeln ausgerechnet und zwar für einfache resp. doppelte bei ein- (Fig. 5—10) wie zweischnittiger (Fig. 11—14) Nietnath.

Tabelle über die Entfernungen der Nieten unter einander und vom Blechrand.

Beschaffenheit der Nietnath		Fig. 15. dicht				Fig. 16. dicht und fest				Fig. 17. fest			
	$\frac{\text{Nietdurchmesser}}{\text{Blechstärke}} = \frac{d}{b}$	1		1,5		1,75		2		2,25		2,5	
Einschnittige Nietnath Fig. 18.  Fig. 19.	n = Anzahl d. Nietreihen einer Nath	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
	$\frac{e}{b} = \frac{d}{b} + n\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{b}\right)^2$	1,78	2,57	3,27	5,03	4,16	6,56	5,14	8,28	6,23	10,2	7,41	12,3
	$\frac{a}{b} = \frac{1}{2}\frac{d}{b} + \frac{3}{16}\pi\left(\frac{d}{b}\right)^2$ Bed. $a \gtrless 1{,}5d$	1,50	1,50	2,05	2,05	2,67	2,67	3,35	3,35	4,02	4,02	4,87	4,87
	Festigkeitsverhältniss $f = \frac{e-d}{e}$.	0,44	0,62	0,54	0,7	0,58	0,73	0,61	0,76	0,64	0,78	0,66	0,8
Zweischnittige oder Kettennath Fig. 20. Fig. 21. $s = \frac{b}{2}$ bis $2 + \frac{b}{2}$	$\frac{e_1}{b} = \frac{d}{b} + n\frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{b}\right)^2$	2,57	4,14	5,03	8,57	6,56	11,4	8,28	14,6	10,2	18,2	12,3	22,1
	$\frac{a_1}{b} = \frac{1}{2}\frac{d}{b} + \frac{3}{8}\pi\left(\frac{d}{b}\right)^2$ . . .	1,67	1,67	3,22	3,22	4,38	4,38	5,68	5,68	7,00	7,00	8,56	8,56
	Festigkeitsverhältniss $f = \frac{e_1-d}{e_1}$.	0,61	0,76	0,7	0,82	0,73	0,85	0,76	0,86	0,78	0,88	0,8	0,89

Aus der Tabelle folgt, dass weitauseinander stehende und dicke Nieten eine festere Verbindung liefern als engstehende dünnere.

Lemaître berechnet bei **Dampfkessel-Nietungen**: $d = 4 + 1{,}5\,b$; $e = 10 + 2\,d = 18 + 3\,b$; $a = 1{,}5\,d = 6 + 2{,}25\,b$; $c = 2\,d$; wobei f zwischen 0,65 und 0,58 fällt. Bei doppelten Nietreihen ist brauchbar $e = 20 + 3\,d = 32 + 4{,}5\,b$.

Die von v. Reiche abgerundeten Formeln lauten für eine einschnittige Nath:

$d = 3 + \frac{5}{3}\,b$; $e = 4 + \frac{7}{3}\,d$; $a = 3 + \frac{3}{2}\,d$; und $e_1 = 8 + 3{,}66\,d$; $a_1 = 5 + 2{,}2\,d$; $s = \frac{1}{2}(2 + 1{,}1\,b)$

für eine zweischnittige Nath.

Fig. 5 zeigt die **Methode des Lochens der Bleche** nach von Reiche. Dadurch dass der Lochstempel um $^1/_4\,b$ kleiner als der Lochring (Matrize) genommen wird, treten in der Lochwandung keine schädlichen Risse auf. Ferner wird eine künstliche Versenkung vermieden, wenn man die Bleche so aufeinander legt, dass die engsten Stellen der Löcher sich berühren.

Bei mehr als zweireihigen Nietnäthen, welche bei Bauconstructionen vorkommen, rechnet man nach den Fairbairn'schen Formeln, wenn i die Anzahl der bei einem Bruch abzuscheerenden Querschnitte einer Niete und n die Anzahl der Nietreihen bedeutet.

$$\frac{e}{b} = ni\,\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{b}\right)^2 + \left(\frac{d}{b}\right) \text{ und } \left(a - \frac{d}{2}\right) b = \frac{3}{4}\,\frac{\pi d^2}{4}.$$

Oder man bedient sich der graphischen Methode, die von Schwedler angegeben wurde. Man denkt sich eine Nietnath in einzelne Kettenglieder zerschnitten, von denen jedes einen Niet schleifenförmig umgiebt. Die Breite k des Streifens muss so bemessen werden, dass die Zugfestigkeit des Kettengliedes gleich der Scheerfestigkeit des Nietes ist, wobei die Richtung der einzelnen Streifen im allgemeinen beliebig genommen werden kann. Drängt man diese neben- und übereinanderliegenden Kettenglieder möglichst nahe zusammen, so erhält man eine feste Nath mit möglichst wenig Materialaufwand, wobei jedoch zu beachten, dass die Streifen nicht allzu sehr gekrümmt sein dürfen.

Es gilt für einschnittige Nietnath $\frac{k}{b} = \frac{\pi}{8}\left(\frac{d}{b}\right)^2$, für zweischnittige Nietnath $\frac{k}{b} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{b}\right)^2$.

An der Stelle, wo die Breite des Streifens in der Kraftrichtung liegt, wählt man den in der Tabelle berechneten Werth für a. Diese Methode lässt sich selbstverständlich auch auf die einfachen Nietnäthe anwenden, bei denen dann $k = \frac{e - d}{2}$ ist. Bei der doppelten Nietnath wird hiernach zweckmässig die Entfernung $= c$ der beiden Reihen von einander bestimmt, welche dann zwischen den Grenzen $c = 1{,}4\,d$ bis $1{,}7\,d$ liegt. Fig. 22 und 23 zeigen diese Methode an den am häufigsten angewendeten Nietanordnungen von Stabnietungen. Die Entfernung c der einzelnen Nietreihen muss so gross sein, dass die Krümmung nicht zu gebogen ausfällt, ferner hat man darauf zu achten, dass die Nieten zu beiden Seiten der Stabmitte symmetrisch gruppirt werden.

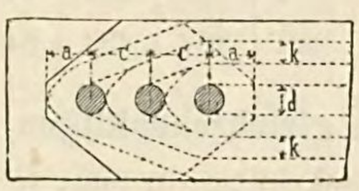


Fig. 22.

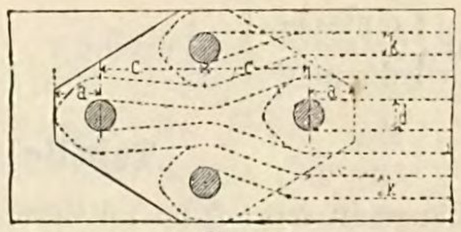


Fig. 23.

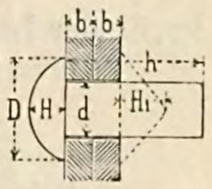


Fig. 24.

Nebenstehende Tabelle, angeblich vom Ingenieur Casalonga in Paris zusammengestellt. Die Bezeichnungen gelten für Fig. 24, e bezeichnet die Niettheilung einer einfachen, e_1 die einer doppelten Nietnath. P = Gewicht von 100 Nieten, p = Gewicht der 2 Köpfe von 100 Nieten. $h = 2b + L$. DH resp. $D_1 H_1$ Durchmesser und Höhe des Setz- resp. Schliesskopfes. (Dieselbe Tabelle giebt Reuleaux' Constructeur.)

Dimensionen, Theilung und Gewichte der Nieten.

b	d	H	D	H_1	D_1	h	e	e_1	P in kg	p in kg
3	8,5	5	15	7	17	13	27	45	1,28	0,81
4	10	6	18	8	20	22	30	50	2,25	1,43
5	11,5	7	21	9	23	27	33	55	3,52	2,11
6	13	8	23	10	26	31	36	59	5,16	3,03
7	14,5	9	26	12	29	35	39	64	7,27	4,41
8	16	10	29	13	32	38	42	68	9,92	6,04
9	17,5	11	32	14	35	42	46	73	13,08	7,84
10	19	11	34	15	38	47	48	77	16,88	9,87
11	20,5	12	37	16	41	51	51	82	21,34	13,22
12	22	13	40	18	44	55	54	86	26,52	15,12
13	23,5	14	42	19	47	59	57	91	32,50	18,22
14	25	15	45	20	50	64	60	95	39,23	22,98
15	26,5	16	48	21	53	68	63	100	47,00	27,25
16	28	17	50	22	56	72	66	104	55,63	32,57
17	29,5	18	53	24	59	76	69	109	65,29	37,40
18	31	19	55	25	62	80	72	113	75,91	42,59

Die nachstehende, von Fairbairn zusammengestellte Tabelle wird vielfach benutzt; dieselbe ist aus dem englischen Maass in mm umgerechnet, wesshalb die unrunden Werthe.

Tabelle über Dampfkessel-Vernietungen nach Fairbairn.

Blechstärke $= b$	Niet-durch-messer $= d$	$\frac{d}{b}$	Schaft-länge $= h$	Theilung $= e$	Ueberlappung einfache $= 2a$	Ueberlappung doppelte $= 2a + c$	Kopfhöhe $= H$
4,7 ($^3/_{16}''$)	9,4	2	22	32—38	32	52	12,5
6,3 ($^1/_4''$)	12,6	2	28	38—44	38	64	15,8
7,9 ($^5/_{16}''$)	15,8	2	35	41—47	47	80	18,9
9,4 ($^3/_8''$)	18,8	2	41	47—57	57	86	22,1
12,5 ($^1/_2''$)	20,5	1,5	57	54—60	60	95	32
14,2 ($^9/_{16}''$)	22,1	1,5	64	57—64	64	105	35
15,8 ($^5/_8''$)	23,7	1,5	70	64—70	70	117	38
17,4 ($^{11}/_{16}''$)	25,4	1,5	76	70—76	76	127	41
18,9 ($^3/_4''$)	28,5	1,5	82	76—82	82	150	44

dieselbe nicht geringer als 2,35 mal dem Nietdurchmesser sein darf.

Schiffsvernietung nach Lloyd. Die Nieten dürfen nicht näher an die Kante von Platten, Laschen oder Winkeleisen gesetzt werden, als das Maass ihres Durchmessers beträgt und nicht weiter von einander als das Vierfache ihres Durchmessers, noch näher als das Dreifache ihres Durchmessers. Die Ueberlappungen der Platten bei doppelter Nietreihe dürfen nicht schmaler als 5,5 mal dem Nietdurchmesser, während bei einfacher Nietreihe

Lloyd's Tabelle für Schiffsvernietung.

Dicke der Bleche in mm	7,9	9,4	11,0	12,5	14,2	15,8	17,4	18,9	20,5	22,1	23,7	25,4	Beim Kiel und Steven erhalten die Nieten einen 6,3 mm. grösseren Durchmesser.
Nietdurchmesser . . .	15,8			18,9			22,1			25,4			

Liverpooler Tabelle für Schiffsvernietung.

Blechstärke	7,9	9,4	11,0	12,5	14,2	15,8	17,4	18,9	20,5	22,1	23,7	25,4
Nietdurchmesser	12,5	15,8	15,8	18,9	18,9	20,5	22,1	22,1	23,7	25,4	26,9	28,5
Breite der Ueberlappung einfache Nietreihe	44	57	57	70	—	—	—	—	—	—	—	—
Breite der Ueberlappung doppelte Nietreihe	76	95	95	114	114	124	133	133	143	153	162	172
Breite der Lasche einfache Nietreihe . . .	184	203	203	254	254	273	292	292	310	329	349	368
Breite der Lasche doppelte Nietreihe . . .	229	292	292	343	343	382	406	406	432	457	483	509

Tabelle von gleichschenkligen Winkeleisen.

s = Schenkellänge in mm; h = mittlere Schenkeldicke in mm; G angenähertes Gewicht in kg pro laufd. Meter
Die Doppelwerthe unter h und G bestimmen 2 Winkeleisen von gleicher Schenkellänge.

Phönix, Laar bei Ruhrort.	s	13	20	26	33	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	120	130
	h	2,75	2,75	3,5 4,5	3,5 5,5	4,5 7	4,5 7	4,5 6,5	5 7	6 9	6 8,75	6,5 8,75	7 9	8 10	8 10	10 13	10 13	10 13	10 13	10 15	10 13	10 14	13 15
	G	0,5	0,9	1,2 1,6	1,7 2,6	2,3 3,5	2,8 3,9	3,2 4,3	3,7 5,1	4,9 7,1	5,4 7,6	8,2 8,5	7,3 9,3	8,9 11	9,5 11,7	12,5 16	13,3 16,9	14 18	14,9 19	15,6 23	16,5 21	18 24,7	25 28,7
Lothringer Eisenwerke Ars a. d. Mosel.	s	23	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100	120	130	140	140	160	160
	h	3,5	4	4,5 6	4,5 6	5 6,5	5,5 7,5	6 8	7 9	8 11	8,5 11,5	9 12	9,5 12	9 12	10,5 13,5	10,5 13,5	11 14	11 14	16 18	13,5	16,5	13	16
	G	1,2	1,4	2 2,6	2,3 3,1	2,9 3,7	3,5 4,9	4,3 5,7	5,7 7,2	7 9	8 10,3	9,2 12	10,2 13	11 14	13 16	13,5 17,7	16,5 20,5	19,6 24,5	30 33,5	28	34	31	37
Dortmunder Union.	s	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	120	130
	h	2,5 4	2,5 4	3 4,5	3 5,5	3,5 5,5	4 6	4,5 6,5	5 7	6 9	6 9	6,5 10	7 10	7 13	8 13	8 14	9 15	12 15	13 16	13 16	12 16	13 18	14
	G	0,5 0,8	0,75 1,1	1,1 1,6	1,5 2,5	1,8 2,8	2,4 3,5	3 4	3,7 5,1	4,9 7,1	5,3 7,8	6,3 9,4	7,3 10,2	7,9 13,7	9,6 14,8	10,3 16,8	12,0 19,0	16,6 20,5	19 23	20 24,5	20 26	23 31	27
Gute-Hoffnungs-Hütte, Oberhausen.	s	26	32	39	46	52	60	65	72	80	85	92	95	105	110	118	131	140	140	150	150	157	157
	h	3,25 6,5	4,3 8	5 9,7	6 11,5	6 13	6,5 13	6,5 14,5	8 16	8 16	10 16	10 16	10 20	10 20	13 20	11 20	11 20	12	18	14	21	16	23
	G	1,3 2,4	2,1 3,7	2,9 5,2	4,0 8,0	4,4 9,5	6,0 12	6,4 14,3	8,7 17,5	9,5 19,0	12,3 19,9	13,4 21,5	13,9 27	18,3 30,3	21,5 31,9	20 33	22,3 38,2	24,5	36	32	47	38	52
Aachener Hütten-Verein, Rothe Erde.	s	16,5	19,5	23	26	32,5	39	46	52,5	59	Völklinger Eisenhütte, Saarbrücken.			45	50	60	65	70	75	80	88	90	100
	h	3	3 5	3 5	3 5	3 6,5	4,5 6,5	5 7	5 8	6,5 10				6	7	8	6 9	9	9 11	10	9	11	12
	G	0,7	0,8 1,3	1,0 1,6	1,15 1,83	1,45 3,0	2,5 3,6	3,4 4,64	3,9 6,0	5,6 8,4				3,9	5	7	5,7 8,5	9,2	9,8 11,9	11,7	11,6	14,5	17

Tabelle von ungleichschenkligen Winkeleisen.

s = Schenkellänge in mm; h = Schenkeldicke in mm; G Gewicht in kg pro laufd. Meter.

Phönix, Laar bei Ruhrort.	s	46	65	70	80	90	90	105	100	114	114	92	92	104	102	120	120	130	130	120	150	180	183
		33	50	50	50	65	65	65	75	76	76	79	79	79	89	80	80	80	90	100	105	120	105
	h	5	8	6	8	8	12	8	10	9	12	10	13	10	10	10	15	10	13	15	13	17	13
	G	3	6,7	5,4	7,7	9,2	13,3	10,2	12,8	12,7	16,7	12,7	16,2	13,5	14,2	14,8	21,7	15,6	21,0	24	24,5	36,5	27,9
Lothringer Eisenwerke, Ars a. d. M.	s	20	20	25	30	34	34	35	45	45	45	50	50	55	55	60	60	60	63	65	70	80	80
		15,5	13,5	16	17	26,5	26,5	19,5	20	30	30	35	40	35	35	40	45	50	50	45	60	45	60
	h	2,5	4	3	4	5	7	4,5	5	4,5	6	5	5,5	5,5	7	4,7	5	5,5	6	6,5	7,5	7,5	10
	G	0,6	0,9	0,8	1,3	2,1	3	1,7	2,3	2,6	3,2	3,1	3,6	3,6	4,5	3,5	3,9	4,5	5	5,2	7,2	7,0	10,5
Dortmunder Union.	s	40	40	50	50	65	65	80	80	80	80	100	100	105	105	105	105	130	130	155	155	145	157
		25	25	40	40	45	45	50	50	65	65	75	75	65	65	80	80	90	90	80	80	105	105
	h	3	4,5	5	7	5	7	6	8	6	8	9	12	7	9	10	13	10	13	10	13	16	13
	G	1,5	2,2	3,5	4,6	4,2	5,7	6,0	7,7	6,5	8,6	11,7	15	9	11,4	13,7	17,5	16,5	21	17,5	22,5	25	24,5
Gute-Hoffnungs-Hütte, Oberhausen.	s	39	52	65	72	79	105	131	131	157													
		26	39	39	46	52	79	79	105	79													
	h	3,25	5	5	6	6,5	8	10	10	12													
		6,5	10	11,5	13	13	14,5	16	20	16													
	G	1,6	3,6	4,1	4,8	6,4	11,1	15,5	17,5	21													
		3,2	6,7	8,7	10,7	12,7	19,9	25,5	33,5	28													
Völklinger Eisenhütte, Saarbrücken.																88	88	88	75	88	88	75	75
																125	250	225	100	110	170	88	65
																11	11	11	10	11	12	11	9
																17,2	27,9	25,8	12,8	16	23	13	9,15

Gewichtstabelle von Eisenblechen.

Das Gewicht G in kg pro qm Eisenblech von der Dicke b in mm.

b	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	25
G	77,8	15,5	23,3	31,1	38,9	46,6	54,4	62,2	70,0	77,8	85,5	93,3	101,1	108,9	116,7	124,4	132,2	140,0	147,8	155,6	171,1	194,5

Um die verschiedensten Formen von Nietverbindungen zu ermöglichen, werden **Façoneisen** und zwar am häufigsten das **Winkeleisen** verwendet. Es giebt die verschiedenartigsten Winkeleisenprofile, die je nach den gegebenen Verhältnissen benutzt werden. Die gebräuchlichste Form mit gleich langen sich verjüngenden Schenkeln ist aus Fig. 25 ersichtlich. Man wählt die geringste oder auch die mittlere Stärke h des Winkeleisens gleich der Stärke b der mit demselben zu verbindenden Platte, und die innere Schenkellänge gleich der Breite einer einfachen Nietnath. Auf den beiden Schenkeln kommen die Nieten einander gegenüber versetzt zu stehen, damit das Einziehen der Nieten keine Schwierigkeiten bereitet. Ferner finden T-I-U-Eisen Verwendung, da dieselben, bei leichter Herstellung durch Walzen, die günstigsten Querschnitte besitzen, um einer Beanspruchung auf Biegung oder Zerknicken vortheilhaft zu widerstehen.

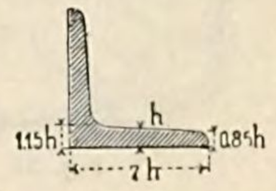


Fig. 25.

Bei **Brückenconstructionen** werden häufig grössere Dimensionen von I-Eisen nöthig, wesshalb man diese Querschnittsform aus Blechen und Winkeleisen zusammensetzt. Eine solche Verbindung zeigen die Fig. 26—29.

Diese **Blechträger** bestehen aus zwei Gurtungen, die durch eine verticale Wand, den Steg, mit einander verbunden sind.

Die **Gurtungen** werden von den aussenliegenden Schenkeln des Winkeleisens gebildet, auf welche noch zur Vergrösserung des Widerstandes Deckplatten genietet werden. Die Anordnung der Nieten ist durch die Bezeichnungsweise in der Fig. 27—28 ersichtlich. Bestehen wegen der Länge des Trägers die Deckplatten aus mehreren Stücken, so lässt man dieselben stumpf gegen einander stossen und verbindet sie durch eine darübergelegte Lasche. Sind mehrere Lagen von Deckplatten vorhanden, so ordnet man diese Fugen treppenförmig gegeneinander an und legt schliesslich eine Lasche darüber, die alle Stossfugen überdeckt. Bei Trägern ist die Niettheilung $e = 10\,b$. Man verwendet gewöhnlich Winkeleisen von 60 bis 100 mm Schenkellänge und 8 bis 14 mm Dicke. Ihre Länge beträgt 7,5 bis 9,5 m. Die Gurtungsbleche nimmt man zweckmässig 6 bis 15 mm stark. Die Verbindung zweier Winkeleisen wird durch eine für diesen Zweck gewalzte Winkellasche hergestellt. Dieselbe muss so lang sein, dass sie auf jeder Seite des Stosses mit dem entsprechenden Winkeleisen durch

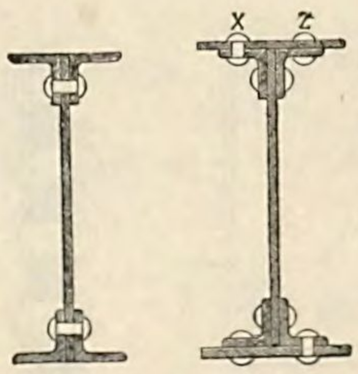


Fig. 26.

Fig. 27.

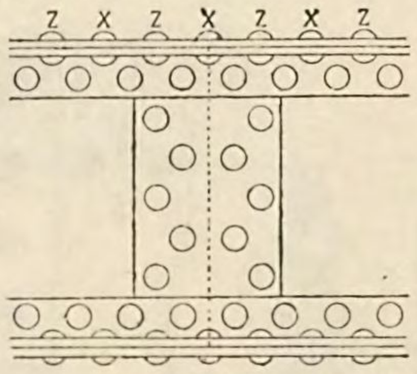


Fig. 28.

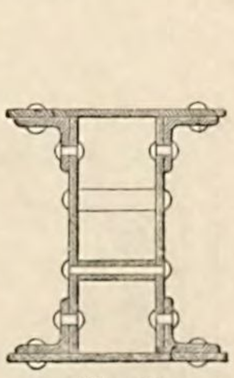


Fig. 29.

3 Nieten verbunden werden kann. Die einzelnen Blechlängen, die den Träger bilden, werden an ihren Enden durch Nieten und doppelte Laschen verbunden. Die Summe der Querschnitte der beiden Laschen muss gleich dem Querschnitte des Bleches sein.

Um den Blechträgern bei geringer Höhe eine grosse Tragfähigkeit zu geben, ohne die Deckplatten verstärken zu müssen, wendet man zwei Blechwände an und erhält dann den **Kastenträger** (Fig. 29). Wegen des kleinen inneren Raumes können nur an den äusseren Seiten Winkeleisen angebracht werden; dafür werden aber häufig die beiden Wände durch Stehbolzen (lange Nieten mit Blechhülse) gegen einander abgesteift.

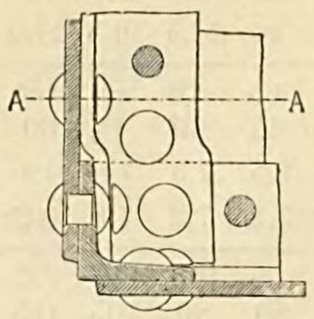


Fig. 30.

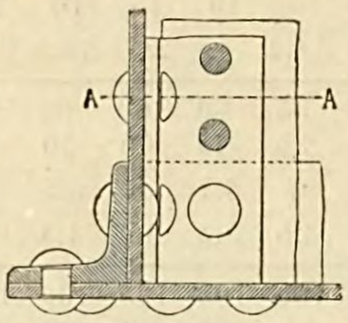


Fig. 32.

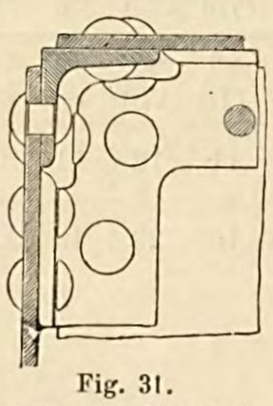


Fig. 31.
Schnitt der Figur 30 nach A—A.

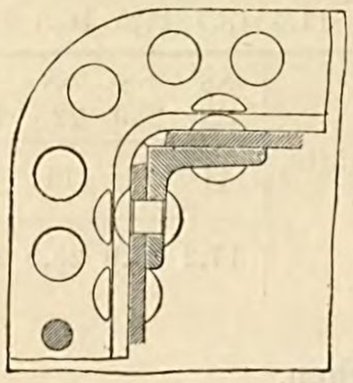


Fig. 33.
Schnitt der Figur 32 nach A—A.

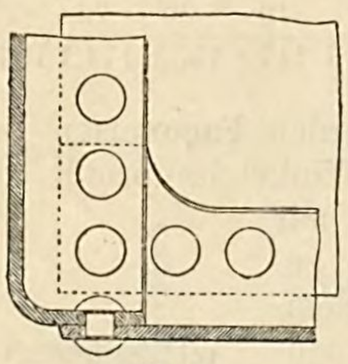


Fig. 34.

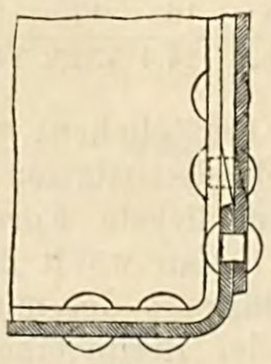


Fig. 35.

Die Ecken an **Gefässen** mit geringem innerlichen Druck werden meistens durch Winkeleisen hergestellt, wie die Fig. 30—35 veranschaulichen. Aus dem Schenkel des Winkeleisens (Fig. 30—31), welcher mit dem Boden vernietet wird, muss ein dreieckiges Stück herausgehauen werden; nach der Biegung werden die Ränder wieder zusammengeschweisst. Bei der Ecke (Fig. 32—33) geht das Grundwinkeleisen aussen herum, dort ist der Schenkel durchgehauen worden, wobei die nach der Biegung entstandene Lücke durch eine eingeschweisste kleine Platte ausgefüllt wurde. Man kann auch bei der ersten Art das verticale Winkeleisen durch den umgebörtelten Flansch des einen Bleches ersetzen oder schliesslich noch das Grundwinkeleisen fortlassen und auch die Bodenplatte umbörteln; selbstverständlich erhält dann das Gefäss stark abgerundete Ecken (Fig. 34—35). Die Nietnäthe werden, bei Benutzung von dünnen Blechen, durch zwischengelegte Leinwand oder Bindfaden mit Mennige gedichtet.

In den Dimensionen der Blechdicke und Nietung der **Gasbehälter (Gasometer)** findet man geringe Abweichungen unter einander. Erprobte Ausführungen besitzen kalt eingezogene Nieten von 7 bis 7,5 mm Durchmesser und 25 mm Abstand bei 13 mm Randbreite.

Bei den cylindrischen Wandungen der **Dampfkessel** werden gewöhnlich die Längsfugen doppelt vernietet, die Querfugen, also die Verbindung der einzelnen Schüsse, dagegen nur einfach. Hierbei ist zu beachten, dass die Flamme im ersten und zweiten Feuerzuge nicht gegen die Nath stossen darf, weil sonst der Blechrand stark angegriffen wird. Die Schüsse der Feuerungsrohre werden durch ihre umgebörtelten Flansche miteinander verbunden und zwar wird zum Verstemmen noch ein flacher Ring (Fig. 36) zwischengelegt, dessen lichter Durchmesser 40—50 mm grösser als der des Rohres ist. Das Verstemmen mittelst eines breiten Stemmeisens wird, wie für alle Dampfkesselfugen, dann ausserhalb vorgenommen. Die zu verstemmenden Blechränder erhalten eine Abschrägung von 1 zu 3, was meistens durch Meissel und Feile oder bei solider Ausführung auf der Hobelmaschine erfolgt.

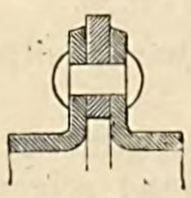


Fig. 36.

Fig. 37—40 zeigen die **Verbindung von vier Blechtafeln,** die sowohl bei einem Rohr, als auch einer geraden Wand in Anwendung kommen. Man kann die Fugen so stark gegeneinander versetzt anordnen, dass nur drei Platten übereinander (Fig. 37 bis 38) oder dieselben nur um 2 Nieten versetzen, so dass vier Platten übereinander zur Vernietung kommen (Fig. 39—40). Im ersteren Falle muss eine, im anderen Falle zwei Plattenecken ausgeschweisst werden. Ein längeres **Rohr** aus Blech besteht aus mehreren Schüssen. Jeder Schuss wird bei einem Röhrendurchmesser von unter 1,2 m von einer Blechtafel gebildet, dieselbe ordnet man bei hohem Druck so an, dass die Faserrichtung senkrecht zur Rohrachse fällt. Für grössere Durchmesser nimmt man 2 Bleche, wobei die Längennäthe der einzelnen Schüsse gewöhnlich um 90° versetzt werden. Die Böden der Rohre kann man aus einzelnen, gewöhnlich 5, Blechstücken in Form einer Halbkugel herstellen. Bei geringem Rohrdurchmesser wölbt

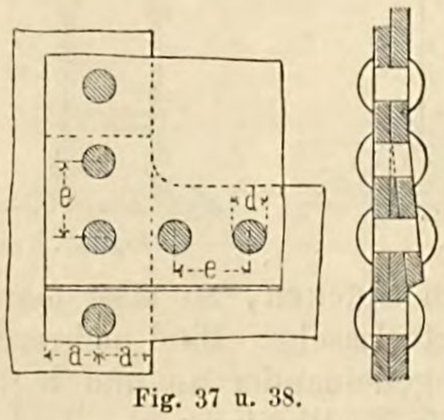


Fig. 37 u. 38.

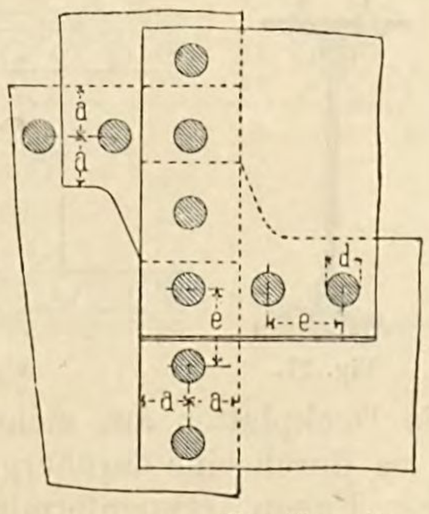


Fig. 39 u. 40.

man eine einzige Platte nach einem Radius gleich dem Durchmesser des Rohres. Die **Verbindung dieser Kopfplatten sowie des Dampfdomes** mit der cylindrischen Kesselwandung wird meistens und zweckmässig bei hohen Spannungen durch Umbörtelung dieser Bleche hergestellt, ohne Verwendung von Winkeleisen, wie es an den Fig. 34 und 35 ersichtlich ist.

Grosse, ebene Blechwände, wie sie an viereckigen Bassins, Schiffskesseln, Trägern, Pontons etc. vorkommen, welche sich wegen starker Belastung leicht deformiren, ausbauchen würden, müssen je nach der Grösse des Druckes in gewissen Entfernungen abgesteift werden. Bei Kesselwandungen verwendet man zweckmässig das T-Eisen. Dasselbe wird bei zwei sich gegenüberliegenden Wänden einander gegenüberstehend angeordnet, sodass zugleich die Stege des T-Eisens als Angriffspunkte der Verankerungsstangen dienen. Zur Versteifung des verticalen Bleches eines Trägers bei 6 bis 10 mm Blechdicke, nietet man in Abständen von 1,25 bis 1,5 m zu beiden Seiten verticale Winkeleisen daran fest. Soll eine verticale Wand besonders fest construirt werden, z. B. die eines **Balanciers**, so wählt man 2 Blechschichten, deren gehobelte Fugen unter 45^0 gegeneinander stehen.

Die grösste, zu gewöhnlichen Preisen im Handel vorkommende Blechlänge beträgt 3 bis 4,75 m, die grösste Blechbreite pflegt 1,5 m zu sein. Im Hochbau wechselt die Blechstärke zwischen 5 und 18 mm, gewöhnlich genügen 8 bis 10 mm. Ebenfalls darf man bei Dampfkesseln und Dampfleitungsröhren Bleche unter 5 mm Dicke nicht verwenden.

Die absolute **Zug-Festigkeit** guter Bleche ist in der Richtung der Fasern im Mittel 35 kg pro qmm, und rechtwinkelig gegen die Faserrichtung 28 kg pro qmm. Nach Vorschrift der engl. Admiralität müssen Bleche dieser Qualität von 25 mm Dicke und darunter bei heisser Schmiedeprobe sich ohne Bruch bis zu einem Winkel von 125^0 in der Richtung der Fasern und rechtwinkelig gegen die Faserrichtung bis zu 90^0 biegen lassen. Bei kalter Probe muss ein Biegen ohne Bruch bis zu den in der folgenden Tabelle angegebenen Winkeln erfolgen. Die rechtwinkelige Kante, um welche die Bleche gebogen werden, ist nach einem Radius von 13 mm abgerundet.

Tabelle der Biegungsproben von Blechen guter Qualität.

In der Richtung der Fasern	Blechdicke in mm	25,4 bis 23,8	22,2 bis 20,6	19 bis 17,4	15,8 bis 12,7	11,1 bis 9,5	7,9 bis 6,3	4,7 u. darunter
	Winkel	15^0	20^0	25^0	35^0	50^0	70^0	90^0
Rechtwinklig gegen die Faserrichtg.	Blechdicke in mm	25,4 bis 20,6	19 bis 17,4	15,8 bis 12,7	11,1 bis 9,5	7,9 bis 6,3	4,7 u. darunter	
	Winkel	5^0	10^0	15^0	20^0	30^0	40^0	

Herstellungskosten der Nieten.

Eisenwerke liefern Kessel und Brückennieten ab Werk:

Nietdurchmesser in mm	6,5	8	10	11,5	13	14,5	16	18	20	23	26	29	33
Preis Mark pro 100 kg	65	51	40	36	32	26	25	25	24,5	24	23	23	23

Bezeichnet d den Nietdurchmesser in mm, so kosten nach von Reiche:

100 Stück Nieten von Hand zu schmieden: $\mathfrak{M} = 5 + 3{,}4\,d$.

100 Stück Nieten einziehen kostet: $\mathfrak{M} = 16\,d$ bis $100 + 16\,d$.

100 qcm Schnittfläche (Länge l der Nath in m und Bleckdicke b in mm) zu verstemmen kosten: $\mathfrak{M} = 4\,bl$ bis $5\,bl$.

B. Schrauben und Schraubenverbindungen.

Die vielfachste Verwendung finden die **Schrauben** zur Herstellung lösbarer Verbindungen; in untergeordneterem Maasse als Pressschrauben und zur Uebertragung von Bewegungen.

Nach der Querschnittsform des Gewindes unterscheidet man dieselben in Schrauben mit scharfem Gewinde, d. s. solche, bei denen die erzeugende Fläche des Schraubengewindes ein gleichschenkliges oder gleichseitiges Dreieck ist, oder in solche mit flachem Gewinde, welche rechteckigen oder quadratischen Gewindequerschnitt aufweisen.

Der Cylinder, um welchen das Gewinde läuft, heisst der Schraubenkern; unter Gewindetiefe versteht man den Abstand der äussersten Punkte des Gewindes vom Kernumfang und unter Steigung die Länge, um welche bei einem vollen Umgang das Gewinde in der Längsrichtung fortschreitet.

1. Befestigungsschrauben.

Für die **Befestigungsschrauben** verwendet man fast durchgehends das scharfgängige Gewinde; flachgängiges oder trapezförmiges Gewinde zeigen meist die Druck- und Bewegungsschrauben und rundes Gewinde findet sich nur bei messingenen und bronzenen Schrauben.

Scharfe Kanten des Gewindes sind unzuträglich; die scharf ausspringenden würden dem leichten Umbiegen ausgesetzt sein, die scharf einspringenden das Abreissen befördern. Man rundet oder kantet deshalb allgemein das Gewinde nach aussen und innen ab.

a. Scharfgängige Schrauben nach Whitworth's System.

Am gebräuchlichsten für die Herstellung der Befestigungsschrauben ist das **Whitworth'sche Gewinde-System** (seit 1841). Da dieses System, auf englisches Maass bezogen, mit dem Metermaass schlecht in Einklang zu bringen ist, muss man sich bei Zugrundelegen dieses letzteren Maasses mit Näherungswerthen begnügen.

Formeln für Schrauben nach dem Whitworth-System.

Bezeichnet

d den äusseren Durchmesser der Schraube,
d_1 den Kerndurchmesser derselben,
t die wirkliche Gangtiefe des Gewindes,
t_0 die theoretische desselben,
s die Ganghöhe und Steigung des Gewindes,
n die Anzahl der Gewindegänge auf der Bolzenlänge von einem Zoll engl.,
n_1 die Anzahl der Gewinde, die sich auf einer Länge der Schraube befinden, die gleich dem Schraubendurchmesser ist,
P den in der Achsrichtung wirksamen Druck; ferner
D_k den Durchmesser des runden Kopfes oder den Durchmesser des dem sechseckigen oder quadratischen Schraubenkopfe einbeschriebenen Kreises,
H_k die Höhe des Schraubenkopfes,
D den Durchmesser des dem Muttersechseck einbeschriebenen Kreises,
D_1 den Durchmesser des dem Muttersechseck umschriebenen Kreises,
H die Höhe der Mutter,
U den Durchmesser der Unterlegscheibe,
u die Dicke derselben,

so ergeben sich folgende Verhältnisse und (unter Voraussetzung des Metermaasses) Abmessungen für die Schraube:

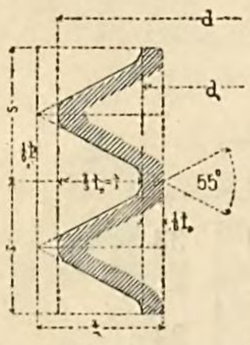


Fig. 41.

$$t = {}^2/_3\, t_0 = 0{,}64\, s = 0{,}64 \cdot \frac{1}{n};$$

$$t_0 = 0{,}96\, s;$$

$$d_1 = d - 1{,}28\, s = d - \frac{1{,}28}{n} \quad \text{und umgekehrt}$$

$$d = d_1 + 1{,}28\, s = d_1 + \frac{1{,}28}{n};$$

$$D = 5 + 1{,}4\, d \text{ in mm};$$
$$D_1 = 1{,}155\, D;$$
$$H = d;$$
$$D_k = D = 5 + 1{,}4\, d;$$
$$H_k = 0{,}7\, d;$$
$$U = 1{,}3\, D;$$
$$u = 0{,}1\, D.$$

Der Bolzendurchmesser wird sehr häufig nach dem Gefühl bestimmt; ist aber die Kraft P zu ermitteln, so nehme man den Kerndurchmesser (nach Morin)

$$d_1 = 0{,}67 \sqrt{P}, \qquad P = 2{,}2\, d_1^2.$$

Die Gewindequerschnitte bilden gleichschenklige Dreiecke mit der Grundlinie s und der Höhe t_0. Der Spitzenwinkel dieser Dreiecke beträgt 55^0; die Spitzen sowohl als der Grund der Gewinde sind um $^1/_6 t_0$ abgerundet. Ihre Construction und Aufzeichnung siehe Fig. 41.

Einen Unterschied zu machen hinsichtlich der Abmessungen von bearbeiteten und unbearbeiteten Muttern und Unterlegscheiben ist nicht empfehlenswerth.

Der Uebereinstimmung halber werden Mutter und Schraubenkopf zuweilen von gleicher Höhe (H) gemacht. Häufig zu lösende Muttern erhalten die Höhe $1^1/_4\, d$.

Kopf und Bolzen dürfen nicht scharfkantig zusammenstossen, sondern müssen mit einer Ausrundung ineinander übergehen.

Die obere Fläche der **Mutter** wird abgestumpft, entweder nach einem Kegel vom Basisdurchmesser D_1 und dem Basiswinkel 30^0 (Fig. 42—43) oder nach einer Kugel vom Halbmesser $1{,}6\, D$ (Fig. 44—45); die untere Fläche ist nur wenig abzukanten oder nach dem erwähnten Kegel abzuschrägen.

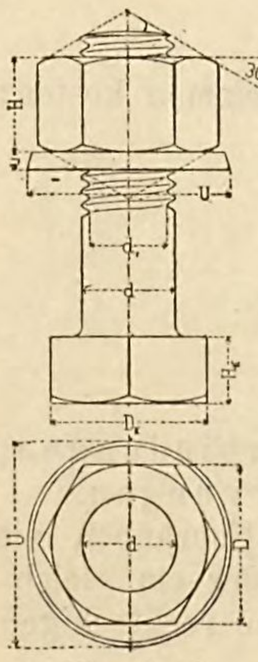


Fig. 42—43.

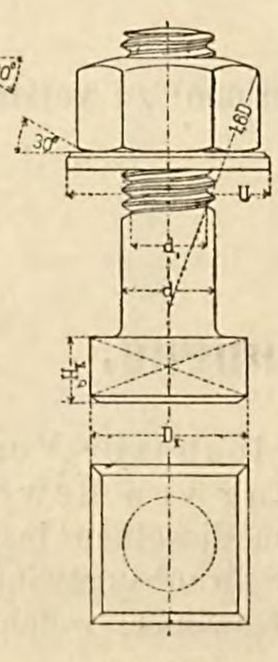


Fig. 44—45.

Der Kopf erhält je nach Bedürfniss die Form eines Prismas mit seckseckigem oder quadratischem Querschnitt, öfters cylindrische oder halbkugelförmige Gestalt.

Die **Unterlegscheibe** wird oben abgerundet, abgeschrägt oder mit einer Hohlkehle verziert.

Schraubentabelle nach Whitworth.

Nr.	Durchmesser der Schraube in engl. Zollen d_e	Durchmesser der Schraube in mm d	Anzahl der Gewindegänge auf 1 Zoll engl. n	Anzahl der Gewindegänge auf den Dm. n_1	Kerndurchmesser in engl. Zoll d_1	Kerndurchmesser in mm d_1	Zulässige Belastung in kg P	Höhe der Mutter und Durchmesser d. Bolzens im mm abgerundet $H=d=d_1+1{,}28s$	Durchmesser der Mutter oder des dem Kopfe einbeschriebenen Kreises $D=D_k=5+1{,}4d$	Durchmesser des der Mutter umschriebenen Kreises $D_1=1{,}155D$	Höhe des Kopfes $0{,}7d$ $H_k=0{,}7d$	Durchmesser der Unterlegscheibe $U=1{,}3D$	Dicke der Unterlegscheibe $u=0{,}1D$	Gewicht von 100 mm Bolzenlänge in kg G_b	Gewicht des quadrat. Kopfes in kg $G\square$	Gewicht der Mutter incl. darin befindl. Bolzens in kg G_m	Gewicht der Unterlegscheibe incl. darin befindlichen Bolzens in kg G_u
1	1/4	6,35	20	5	0,18	4,72	48	7	15	17,5	5	20	1,5	0,030	0,008	0,010	0,004
2	5/16	7,94	18	5 5/8	0,24	6,09	81	8	16	18,5	6	21	1,5	0,039	0,012	0,014	0,004
3	3/8	9,52	16	6	0,29	7,36	118	10	19	22	7	25	2	0,061	0,020	0,024	0,007
4	7/16	11,11	14	6 1/8	0,34	8,64	164	12	22	25,5	8	29	2	0,088	0,030	0,039	0,010
5	1/2	12,70	12	6	0,39	9,91	215	13	24	28	9	32	2,5	0,103	0,040	0,050	0,015
6	5/8	15,87	11	6 7/8	0,51	12,92	470	16	27	31	11	35	3	0,156	0,062	0,078	0,022
7	3/4	19,05	10	7 1/2	0,62	15,74	542	20	33	38	14	43	4	0,244	0,118	0,147	0,044
8	7/8	22,22	9	7 7/8	0,73	18,54	752	23	38	44	16	50	4	0,323	0,180	0,224	0,060
9	1	25,40	8	8	0,84	21,33	998	26	42	48,5	18	55	4	0,413	0,247	0,309	0,073
10	1 1/8	28,57	7	7 7/8	0,94	23,87	1250	29	45	52	20	58	4	0,514	0,315	0,396	0,081
11	1 1/4	31,75	7	8 3/4	1,06	26,92	1590	32	50	58	22	65	5	0,625	0,428	0,539	0,124
12	1 3/8	34,92	6	8 1/4	1,16	29,46	1900	35	54	62,5	24	70	5	0,748	0,544	0,738	0,148
13	1 1/2	38,10	6	9	1,29	32,68	2350	39	60	69,5	27	78	6	0,931	0,756	0,947	0,222
14	1 5/8	41,27	5	8 1/8	1,37	35,28	2740	42	64	74	29	84	6	1,077	0,956	1,160	0,258
15	1 3/4	44,45	5	8 3/4	1,49	37,84	3140	45	68	78,5	32	88	7	1,237	1,151	1,341	0,328
16	1 7/8	47,62	4 1/2	8 7/16	1,59	40,38	3590	48	72	83	34	93	7	1,407	1,371	1,678	0,364
17	2	50,82	4 1/2	9	1,71	43,43	4140	51	76	88	36	98	8	1,589	1,617	1,987	0,460
18	2 1/4	57,15	4	9	1,93	49,02	5280	58	85	97,5	40	110	9	2,054	2,301	2,893	0,666
19	2 1/2	63,50	4	10	2,18	55,37	6750	64	94	109	45	121	9	2,502	3,100	3,896	0,825
20	2 3/4	69,85	3 1/2	9 5/8	2,38	60,45	8030	70	103	119	49	134	10	2,993	4,075	5,025	1,099
21	3	76,20	3 1/2	10 1/2	2,63	66,80	9820	77	112	130	54	145	12	3,621	5,325	7,667	1,323

Mängel des Whitworth'schen Schraubensystems. Die erwähnte schlechte Uebereinstimmung der sich ergebenden Dimensionen mit dem Metermaass; die Werthe der Scala von 3″ aufwärts haben für die Praxis keinen Werth mehr. Uebrigens ist aber das Verhältniss der Ganghöhen zu den Durchmessern und die Form der Gewinde den practischen Bedürfnissen sehr glücklich angepasst.

Für die bronzenen und messingenen Schrauben wählt man oft das runde Gewinde, bei welchem Ganghöhe s und Gewindetiefe t nach den Formeln

$$s = 1 + 0{,}08\,d \text{ und } t = 0{,}64\,s$$

zu bestimmen sind.

b. Scharfgängige Schrauben nach Sellers' System.

Für das **Schraubensystem von Sellers** (Fig. 46), welches gegen das Whitworth'sche einige wesentliche Vorzüge besitzt und in Amerika sich einer grossen Benutzung erfreut, gelten bei Zugrundelegen der früheren Bezeichnungen und, wenn die Maasse in engl. Zollen verstanden werden, folgende Formeln:

$$s = 0{,}24\sqrt{d + 0{,}625} - 0{,}175. \qquad d_1 = d - 1{,}3\,s = d - 0{,}312\sqrt{d + 0{,}625} + 0{,}227.$$
$$t_0 = 0{,}866\,s;\ t = {}^3/_4 t_0 = 0{,}65\,s. \qquad D = 0{,}125 + 1{,}5\,d.$$

Für Metermaass ermitteln sich die gleichen Werthe folgendermassen:

$$s = 1{,}208\sqrt{d + 16} - 4{,}43; \quad d_1 = d - 1{,}57\sqrt{d + 16} + 5{,}75; \quad D = 3{,}17 + 1{,}5\,d.$$

Das Gewinde ist im Querschnitt ein gleichseitiges Dreieck; es wird innen und aussen um 1/8 der Dreieckshöhe t_0 geradlinig abgestumpft.

Folgende Zusammenstellung giebt die Verhältnisse der gebräuchlichen Bolzendurchmesser und der zugehörigen Anzahl der Gänge auf 1″ engl.

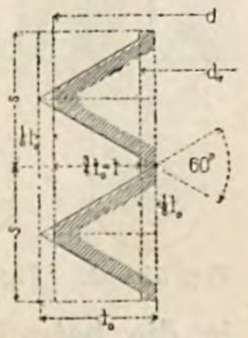


Fig. 46.

Schraubentabelle nach Sellers.

Durchmesser des Bolzens	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 7/8
Zahl der Gänge pro engl. Zoll	20	18	16	14	13	12	11	10	9	8	7	7	6	6	5 1/2	5	5
Durchmesser des Bolzens	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/4	3 1/2	3 3/4	4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5	5 1/4	5 1/2	5 3/4	6
Zahl der Gänge pro engl. Zoll	4 1/2	4 1/2	4	4	3 1/2	3 1/2	3 1/4	3	3	2 7/8	2 3/4	2 5/8	2 1/2	2 1/2	2 3/8	2 3/8	2 1/4

c. Flachgängige Schrauben nach Armengaud.

Für die selteneren Fälle der Anwendung **flachgängiger Schrauben** geben wir die Berechnungsformeln und Tabellen nach Armengaud.

Ist d der äussere Bolzendurchmesser, d_1 der Kerndurchmesser, s die Ganghöhe, t die Tiefe des Ganges, h die Mutterhöhe, P der zulässige Zug, so nehme man

$$s = 2 + 0{,}09\,d \text{ in mm.} \quad t = {}^{9}/_{19}\,s. \quad h = 1{,}5\,d_1. \quad d = {}^{10}/_{9}\sqrt{P}; \quad P = 0{,}81\,d^2.$$

Schraubentabelle nach Armengaud.

Aeusserer Durchmesser d	Ganghöhe s	Gangtiefe t	Höhe der Mutter h	Zulässiger Zug P kg	Aeusserer Durchmesser d	Ganghöhe s	Gangtiefe t	Höhe der Mutter h	Zulässiger Zug P kg
20	3,80	1,80	45,6	324	75	8,75	4,16	105,0	4556
25	4,25	2,02	51,0	506	80	9,20	4,37	110,4	5184
30	4,70	2,23	56,4	729	85	9,65	4,58	115,8	5852
35	5,15	2,45	61,8	992	90	10,10	4,80	121,2	6561
40	5,60	2,66	67,2	1296	95	10,55	5,01	126,6	7300
45	6,05	2,87	72,6	1640	100	11,00	5,22	132,0	8100
50	6,50	3,19	78,0	2025	105	11,45	5,44	137,4	8930
55	6,95	3,30	83,4	2450	110	11,90	5,65	142,8	9801
60	7,40	3,51	88,8	2916	115	12,35	5,87	148,2	10712
65	7,85	3,73	94,2	3422	120	12,80	6,08	158,6	11664
70	8,30	3,94	99,6	3969					

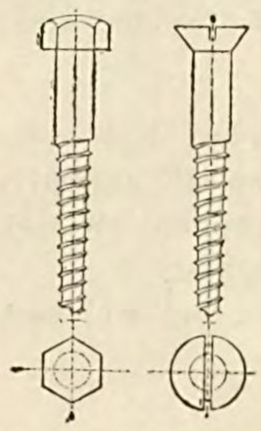


Fig. 47—48. Fig. 49—50.

d. Holzschrauben.

Die eigentlichen Holzschrauben, wie sie die beigegebenen Fig. 47—50 veranschaulichen, werden meist nach dem Gefühl gewählt und dienen u. A. zur Befestigung kleiner Lager auf Holzunterlagen.

Es bezeichne: P den Zug, der zum Ausreissen einer Schraube erforderlich ist, in kg, d den äusseren Durchmesser in mm, l die Länge des eingeschraubten Theiles in mm, t die Theilung, so bestimmt sich nach Bevan:

für hartes Holz $P = 5{,}59\,dlt$; für weiches Holz $P = 2{,}79\,dlt$.

Für dauernde Belastung muss man 6—10fache Sicherheit einführen.

e. Verschiedene Constructionen von Befestigungsschrauben.

Viele Schrauben bedürfen eines sogenannten Kopfhalters, welcher beim Anziehen die Drehung der Schraube verhindert, sofern dies nicht durch einen Schlüssel, der am Kopf angreift, zu ermöglichen ist.

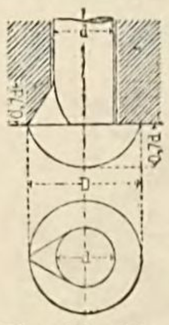


Fig. 51—52.

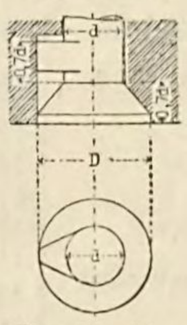


Fig. 53—54.

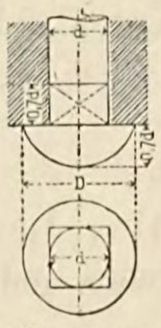


Fig. 55—56.

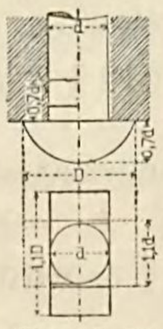


Fig. 57—58.

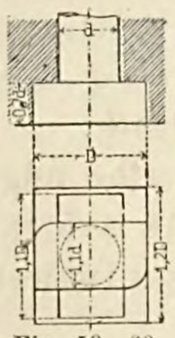


Fig. 59—60.

Diese Kopfhalter werden in Form einfacher Nasen (siehe Fig. 51—54), doppelter Nasen (Fig. 57—58) oder von Ansätzen mit quadratischem Querschnitt ausgeführt (Fig. 55—56); auch quadratische, versenkte Köpfe — von meist pyramidaler Gestalt — (Fig. 85—86) verhindern die Drehung.

Sind die Schrauben von der Mutterseite einzustecken, wie dies an Fundamentplatten vorkommt, so wählt man solche mit **Ankerköpfen**, welche durch Schlitze in die betreffenden Stücke eingeführt und durch Drehung um 90° in die richtige Stellung gebracht werden (Fig. 57—60). Der eingelassene Kopf oder am Bolzen angebrachte Nasen verhüten die Verdrehung.

Zur Verbindung verschiedener Platten dient die **Kopfschraube** (Fig. 61), die **Stiftschraube** (Fig. 62), die Schraube mit Zwischenkopf und zwei Muttern (Fig. 63); die Verbindungsschraube mit einseitigem Haken, besonders zur Vereinigung von Guss- und Schmiedeeisenstücken (Fig. 64).

Versenkte Muttern erhalten sechseckige oder cylindrische Form, die letztgenannten diametral gegenüberstehende Einschnitte zur Aufnahme des Schraubenschlüssels (Fig. 85—86).

Die Anwendung des Kopfes umgeht man durch Verwendung eines Querkeiles oder Streifkeiles (Fig. 65—68).

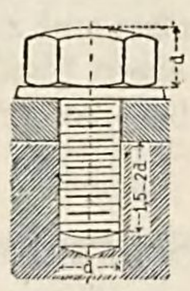


Fig. 61.

Fig. 62.

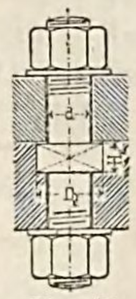


Fig. 63.

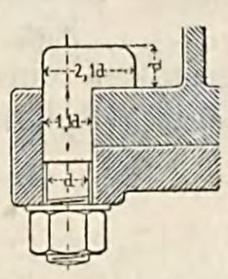


Fig. 64.

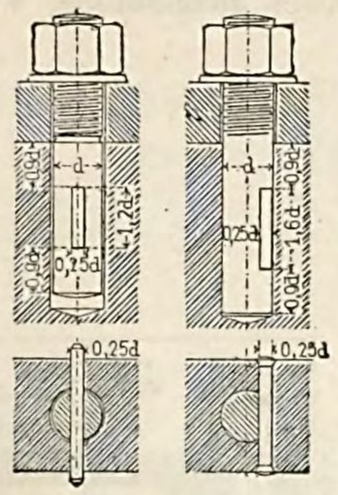


Fig. 65—66.

Fig. 67—68.

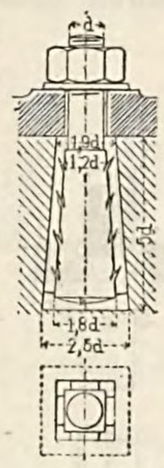


Fig. 69—70.

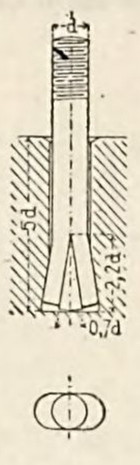


Fig. 71—72.

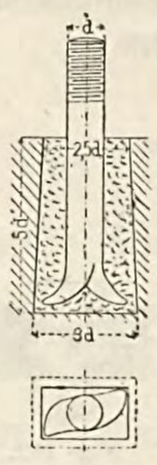


Fig. 73—74.

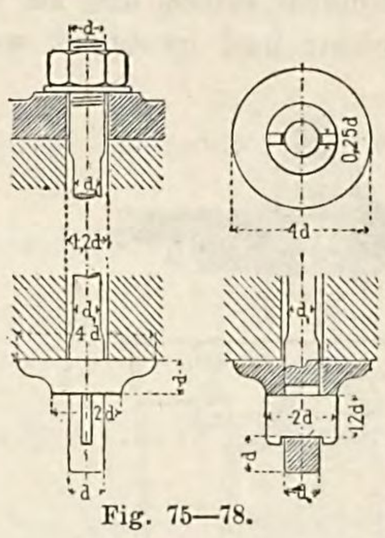


Fig. 75—78.

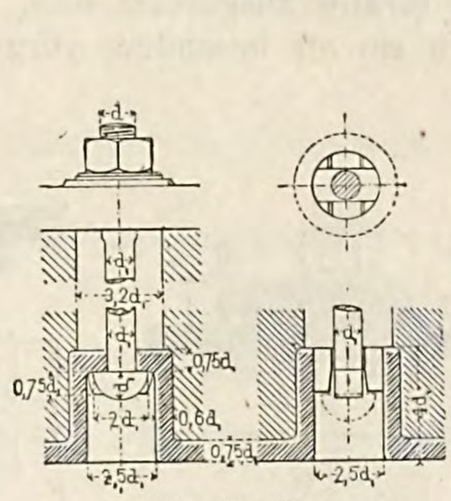


Fig. 79—82.

Als **Fundamentbefestigung** eignen sich für Maschinen, die keinen Erschütterungen ausgesetzt sind, die Steinschrauben in den Fig. 69—74 gegebenen Formen; sie werden mit eisernen Beilagen in den Steinquadern befestigt und mit Schwefel oder Cement (nicht Blei) vergossen.

Für sehr solide Befestigung und dort, wo das Fundament befahrbare Canäle besitzen soll, sind die **Fundament- oder Gründungsanker** mit gusseiserner Druckplatte am Platze (Fig. 75—78) und für Ziegelsteinfundirungen, wo man gewöhnlich unter das gesammte Mauerwerk eine gusseiserne Platte legt, wählt man die Reuleaux'sche Construction (Fig. 79—82), oder die in Fig. 83—84 gegebene einfachere unter Anwendung der in diesen Figuren gegebenen Kopfform oder der nach Fig. 57—58. In die beiden Constructionen eigenen Kapseln werden die Fundamentanker von oben eingesenkt und durch Drehung festgestellt.

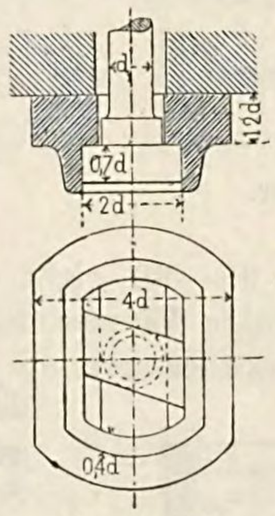


Fig. 83—84.

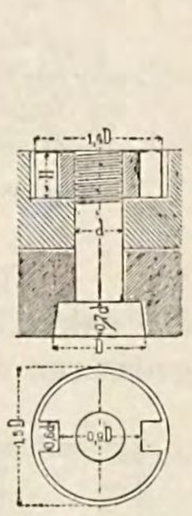


Fig. 85—86.

Schrauben in Holz haben meistens eingelassene Köpfe von grösseren als sonst gebräuchlichen Dimensionen (1,5 *D*). Fig. 85—86.

f. Schraubensicherungen.

Zur Verhütung der Lösung und des Zurückdrehens infolge heftiger Stösse und Erschütterung bedient man sich bei den Befestigungsschrauben, die stets eingängig und deshalb unter gewöhnlichen Verhältnissen nicht rückläufig sind, der **Schraubensicherungen**.

Von der grossen Menge derselben geben wir nur in Fig. 87—88 die Sicherung mittelst Splissstift oder Splissnagel, der dicht über der festangezogenen Mutter durch den Bolzen gesteckt wird; in Fig. 89—90 die zweckmässigere Sicherung mit Splisskeil, der in geringen Grenzen ein Nachziehen der Mutter erlaubt; beide werden auch durch die Mutter getrieben oder oben nur ein wenig eingestrichen; endlich in Fig. 91 die älteste Sicherung mit Gegenmutter; bei letzterer sind am richtigsten der oberen Mutter die für die Festigkeit der Verbindung erforderlichen Abmessungen zu geben. Die grössere oder geringere Höhe der unteren Mutter ist nahezu gleichgültig.

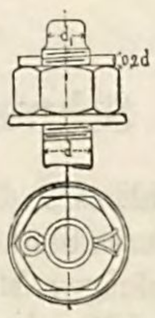


Fig. 87—88.

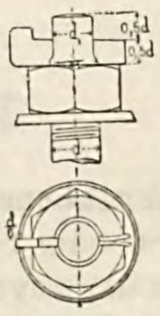


Fig. 89—90.

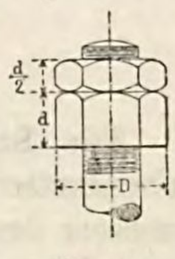


Fig. 91.

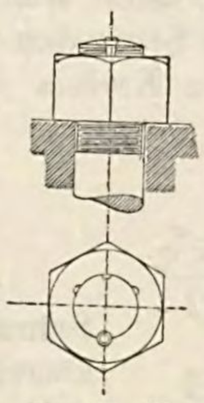


Fig. 92—93.

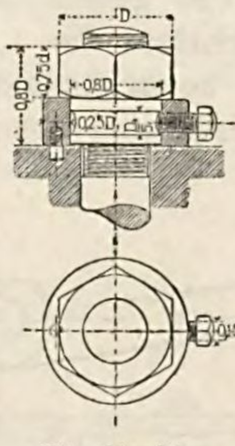


Fig. 94—95.

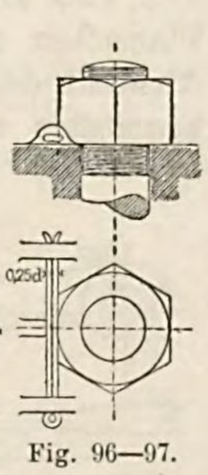


Fig. 96—97.

Viele Sicherungen sollen dem Zwecke genügen, das Nachziehen der Schrauben (z. B. Stopfbüchsenschrauben) um bestimmte Beträge zu ermöglichen. Je kleiner die verstatteten Winkeldrehungen sind, als um so zweckmässiger ist die Sicherung zu betrachten.

Fig. 92—93 mit dreien in der Mutter und zweien im Bolzen vorhandenen halbkreisförmigen Löchern gestattet eine kleinste Drehung von $^1/_6$ einer Umdrehung; ebenso die Anordnung Fig. 96—97 mit beigelegtem Splissstift. Die Anordnung Fig. 94—95 erlaubt beliebig grosse Drehungen.

2. Schraubenverbindungen.

Niemals sollen Schrauben durch auftretende Seitendrücke dem Einfluss auf Abscherung wirkender Kräfte ausgesetzt sein, vielmehr sollen die zu verbindenden Maschinentheile dieselben aufnehmen, weshalb sie oft besonders vorgerichtet und gestaltet werden.

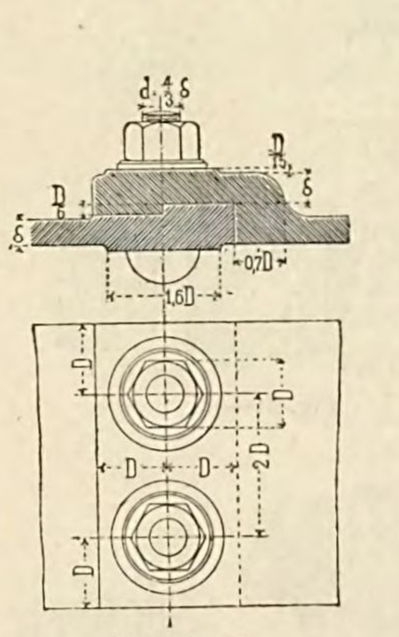


Fig. 98—99.

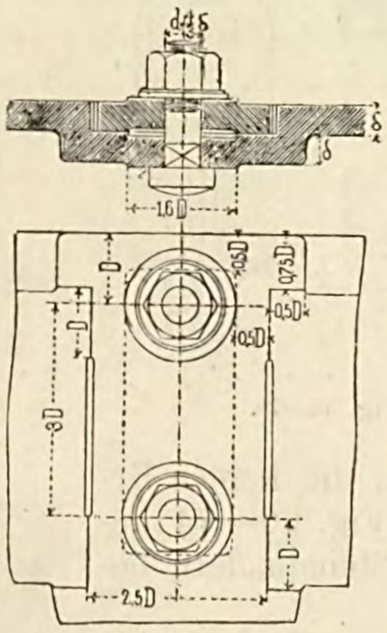


Fig. 100—101.

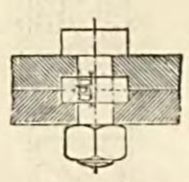


Fig. 102.

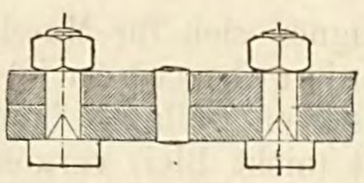


Fig. 103.

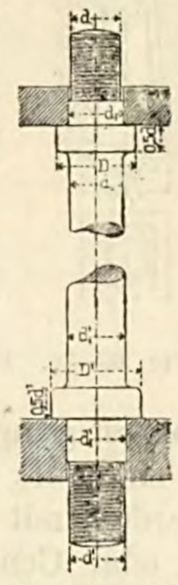


Fig. 104—105.

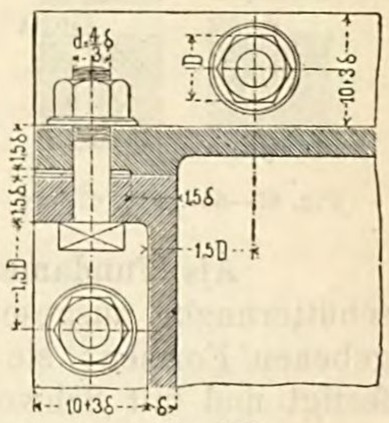


Fig. 106.

Fig. 98—99 giebt die Verbindung mit bearbeiteten, aneinander gepassten Falzen; Fig. 100—101 die ankerförmige Einpassung. Einfach und zweckmässig sind die schmiedeeisernen (stählernen) oder in grösseren Ausführungen die gusseisernen Einlegeplatten (Fig. 102), welche genau in die erst nach Bohrung des Schraubenloches zu machenden Versenkungen passen müssen. Wo nicht angegossene Nasen mit vorgelegten Keilen (vergl. Zapfenlager) zur Aufnahme der Schub- und Scherkräfte anzubringen sind, bedient man sich der **Präcisionsstifte** (Fig. 103), welche man in die nach vollendeter Montirung und Justirung nachträglich gebohrten Löcher kräftig einschlägt.

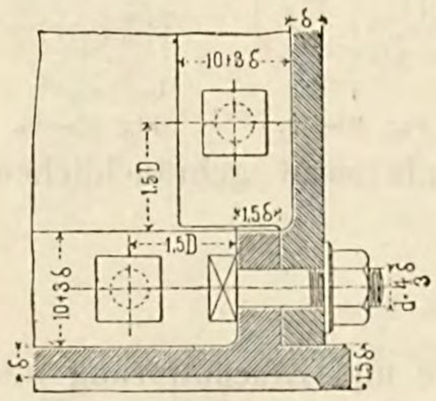


Fig. 107.

Zur lösbaren Verbindung zweier voneinander entfernt zu haltender Platten dienen die Stehbolzen (Fig. 104—105), deren angedrehte Bunde die Abstände der Platten bestimmen.

Zur Herstellung gusseiserner Gefässe findet die **Flanschenverschraubung** vielfache Verwendung. Die Flanschen können ganz innerhalb des Hohlraums des Gefässes, halb innerhalb, halb ausserhalb, oder ganz nach aussen gelegt werden. Fig. 106 u. 107 geben die Darstellungen von Flanschenverbindungen sowie die üblichen Verhältnisse. Die Flanschen erhalten die 1,5 fache Wandstärke zur Dicke, die Schrauben die $^4/_3$ fache zum Durchmesser. Der Abstand der benachbarten Schrauben beträgt für gewöhnliche Verhältnisse das 2,5—3 fache des der Schraubenmutter einbeschriebenen Kreises D.

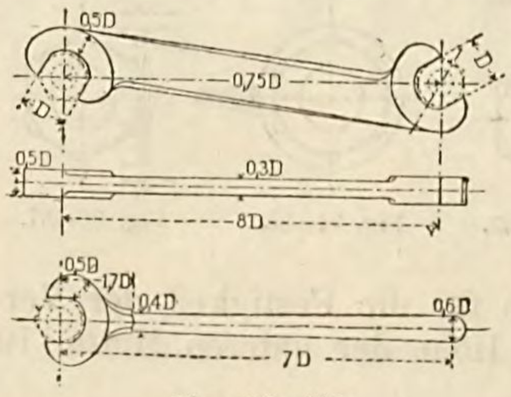


Fig. 108—110.

3. Schraubenschlüssel.

Die **Schraubenschlüssel** dienen zum Anfassen und Umdrehen der Schraubenmuttern oder Schraubenköpfe. Bezugseinheit für dieselben ist der Durchmesser des der zugehörigen Mutter einbeschriebenen Kreises $D = 5$ mm $+ 1{,}4\,d$. Die einfachen Schlüssel erhalten nur ein gabelförmiges Maul und einen flachen Stiel, als vielgebrauchte Handschlüssel einen cylindrischen Stiel. Doppelschlüssel tragen an beiden Enden des Stieles ein Schlüsselmaul und können beide entweder für Schraubenmuttern von verschiedener oder gleicher Grösse bestimmt sein. Vergl. Fig. 108—110.

4. Druckschrauben, Bewegungs- und Transportschrauben.

Die Druck- oder Pressschrauben, wie sie für Pressen, Windwerke u. dgl. Verwendung finden, müssen ausser auf genügende Festigkeit so construirt sein, dass durch hinreichend kleinen Flächendruck ihre Abnutzung gering sei.

Für den auszuhaltenden Druck P berechnet sich der Kerndurchmesser $d_1 = 0{,}67\sqrt{P}$, $P = 2{,}2\,d_1{}^2$; will man jedoch den kleinstmöglichen Kerndurchmesser erzielen, der bei sorgfältigster Ausführung und gleichmässigem Anliegen der Mutter statthaft ist, so bestimme man ihn nach $d_1 = 0{,}46\sqrt{P}$; $P = 4{,}71\,d_1{}^2$.

Das Gewinde ist von trapezförmigem oder rechteckigem Querschnitt; die Gangtiefe für beide wählt man $t = \frac{d_1}{8} = \frac{d}{10}$, wonach sich für die flachgängige Schraube $s = \frac{d_1}{4} = \frac{d}{5}$ und für die trapezförmige Schraube $s = \frac{d_1}{6} = \frac{2}{15}\,d$ ergiebt.

Die Zahl der gleichzeitig in die (gusseiserne oder bronzene) Mutter fallenden Gewindegänge soll betragen $i = 0{,}636 \cdot \frac{P}{d^2} \frac{1}{\frac{t}{d}\left(1 - \frac{t}{d}\right)}$ selbst für den Fall, dass d_1 nach Gefühl bestimmt und t beliebig gewählt wurde.

Für $t = 0{,}1\,d$ wird hiernach: $i = 7\,\frac{P}{d^2} = 4{,}48\,\frac{P}{d_1{}^2}$.

Weniger als 12 Gänge gebe man der Mutter ohne Grund nie, auch wenn sich nach obigen Formeln eine geringere Zahl ergeben sollte.

Eine weitere Verwendung findet Schraube nebst Mutter zur Erzeugung geradliniger Bewegung, so zwar, dass durch alleinige Drehung eines der beiden Theile eine Verschiebung des anderen, sowie der mit ihm zusammenhängenden Maschinentheile erzielt wird.

Bedeutet s die Steigung oder Ganghöhe einer Schraube, r_1 den äusseren, r_2 den inneren Radius, $r = \frac{r_1 + r_2}{2}$ die mittlere Achsenentfernung der Gewinde, so berechnet sich der Steigungswinkel nach

$$tang\ \alpha = \frac{s}{2r\pi} = 0{,}15915\,\frac{s}{r}.$$

Theoretisch bestimmt sich die am Hebelarme R wirksame Kraft P_0, falls Q der in der Achsrichtung auszuübende Druck ist, zu $P_0 = Q \cdot \frac{s}{2R\pi} = Q \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{s}{2r\pi} = Q \cdot \frac{r}{R} \cdot tang\ \alpha$.

In Wirklichkeit treten stets sehr bedeutende Reibungswiderstände auf, welche in der gleitenden Reibung an den Gewindegängen zwischen Schraube und Mutter, dann in der Spurzapfenreibung, welche der sich drehende Theil an seiner Stützfläche findet, endlich bei einseitigem Angriff der Kraft P in der Halszapfenreibung besteht.

Ist P die am Hebelsarme R wirksame Kraft, Q der axial gerichtete Druck, $n = \frac{s}{2r\pi} = tang\ \alpha$, $f = tang\ \varrho$ der Reibungscoëfficient, φ der Coëfficient für die Reibung am Halszapfen vom Halbmesser $\mathfrak{r}$ und für die am Spurzapfen vom mittleren Halbmesser $\mathfrak{r}_1$, so bestimmt sich

$$P = \frac{r}{R - \varphi\mathfrak{r}}\,Q\left(\frac{n+f}{1-nf} + \varphi \cdot \frac{\mathfrak{r}_1}{r}\right) \text{ und es ist } \eta = \frac{P_0}{P} = \frac{R - \varphi\mathfrak{r}}{R} \cdot \frac{n(1-nf)}{n + f + (1-nf)\,\varphi\,\frac{\mathfrak{r}_1}{r}}$$

der Wirkungsgrad, d. i. das Verhältniss zwischen der wirklich aufzuwendenden und der beim reibungsfreien Gange genügenden Kraft.

Unter der Voraussetzung, dass die Kraft Q die treibende sei, ergiebt sich die am Hebelarme R wirksame Kraft (P) nach folgender Formel:

$$(P) = \frac{r}{R + \varphi\mathfrak{r}}\,Q\left(\frac{n-f}{1-nf} - \varphi\,\frac{\mathfrak{r}_1}{r}\right) \text{ und } (\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{R}{R + \varphi\mathfrak{r}} \cdot \frac{n - f - (1+nf)\,\varphi \cdot \frac{\mathfrak{r}_1}{r}}{n(1+nf)}$$

hiernach als der Wirkungsgrad für die Rückgangsbewegung.

Wird der Wirkungsgrad (η) resp. die Kraft (P) nach diesen Formeln negativ, so bedeutet dies, dass die Kraft Q allein die Schraube nicht zurückzudrehen vermag, dass diese also selbstsperrend ist.

Diese Eigenschaft besitzen fast alle Schrauben und nur die sehr steilgängigen, welche zum Zwecke grösserer Sicherheit zwei- oder mehrgängig ausgeführt werden (zwei oder mehr Schraubengewinde im Querschnitt zeigen), sind selbstständig rückgängig.

Für die Anzahl der Schraubengänge einer mehrgängigen Schraube ist $tang\ \alpha_i = i\ tang\ \alpha$ in obige Formeln für n einzuführen.

Bei Vernachlässigung beider Zapfenreibungen sind die einfacheren Berechnungsformeln für den am Umfang der Schraube nothwendig wirksamen Druck:

$$P_1 = Q \cdot \frac{n \pm f}{1 \mp nf} = Q \cdot \frac{tang\ \alpha \pm tang\ \varrho}{1 \mp tang\ \alpha . tang\ \varrho} = Q\ tang\ (\alpha \pm \varrho). \qquad P_1 = Q \cdot \frac{f \pm tang\ \alpha}{1 \mp f\ tang\ \alpha};$$

der Wirkungsgrad $\eta = \frac{P_0}{P_1} = \frac{(1 \mp f . tang\ \alpha)\ tang\ \alpha}{f \pm tang\ \alpha} = \frac{1 \mp f \cdot \frac{2r\pi}{s}}{\pm 1 + f\frac{s}{2r\pi}}$; wobei $P_0 = \frac{Qs}{2r\pi} = Q\ tang\ \alpha.$

Die oberen Zeichen gelten für den Vorwärtsgang, die unteren für den Rückgang.

Summenschrauben haben auf ihrem Bolzen rechts- und linksgängige Gewinde von gleicher oder ungleicher Steigung eingeschnitten und werden verwendet, wenn bei kleiner Drehung eine grosse Verschiebung erzielt werden und die Schraube doch nicht rückgängig sein soll.

Differenzschrauben besitzen gleichlaufende Gewinde mit ungleicher Steigung. Sie vermögen bei nur geringer resultirender Verschiebung bedeutende Kraft auszuüben.

5. Herstellungskosten der Schrauben.

Ist d der Durchmesser eines Schraubenbolzens in mm, so berechnet sich der Preis in Pfennigen:

für das Schmieden von 100 Stück Bolzen $\mathfrak{M} = 295 + 63{,}5\,d - 0{,}46\,d^2$,

für das Schmieden von 100 Stück Muttern $\mathfrak{M} = 325 - 17{,}5\,d + 1{,}21\,d^2$,

Gesammtpreis für das Schmieden von 100 Stück Schrauben und Muttern $\mathfrak{M} = 30 + 46\,d + 0{,}75\,d^2$.

Schraubenbolzen mit vierkantigen Ansätzen oder Nasen unter den Köpfen sind ca. 20 % theurer.

Für Schmieden der Ankerschrauben (Obertheil, Untertheil und Schliesskeil) $\mathfrak{M} = 2 + 1{,}5d$ pro Stück.

Für Schmieden der Steinschrauben $\mathfrak{M} = 5 + d$.

Die weiteren Preise berechnen sich:

für Schneiden der Bolzen auf der Maschine $\mathfrak{M} = (0{,}044 - 0{,}0012\,d + 0{,}000036\,d^2)\,l$,
für Schneiden der Bolzen von Hand ungefähr das 1,7 fache obigen Werthes,
} wobei l in mm.

Bei Herstellung von Flachgewinde sowie beim Schneiden in Stahl ist noch $^1/_5$ des berechneten Werthes zuzuschlagen.

Herstellungskosten für 100 Stück Muttern mit scharfem Gewinde:

auf der Maschine $\mathfrak{M} = 20 + 1{,}6\,d + 0{,}14\,d^2$; mit Hand das 1,7 fache dieses Werthes.

Kosten für 100 Stück Muttern mit flachem Gewinde:

auf der Maschine $\mathfrak{M} = -10 + 32{,}5\,d + 0{,}24\,d^2$, mit Hand das 2 fache des berechneten Werthes.

Für 100 Stück Unterlegscheiben $\mathfrak{M} = 30 + 10{,}5\,d$.

C. Keile und Keilverbindungen.

Das Verhältniss der Rückenhöhe zur Länge eines Keiles nennt man den Anzug. Je nachdem die Längenschnitte rechtwinklige oder gleichschenklige Trapeze bilden, spricht man von einseitigen oder zweiseitigen Keilen, von solchen mit einseitigem oder zweiseitigem Anzug. Der Gesammtanzug wird bei Keilen, die eine beständige Befestigung gewähren sollen, klein, etwa $^1/_{30}$—$^1/_{50}$—$^1/_{100}$, gemacht, grösser ($^1/_{24}$—$^1/_{12}$—$^1/_6$) bei denen, welche öfters gelöst werden oder eine grosse Verschiebung bewirken müssen.

Sämmtliche im Maschinenbau verwendeten Keile trennt man in Querkeile und Längskeile. Nur die erstgenannte Art soll an dieser Stelle Erwähnung finden. Ueber Längskeile siehe „Achsen und Wellen".

Fig. 111 giebt die Befestigung einer schmiedeeisernen Stange durch einen ebenfalls schmiedeeisernen Querkeil in einer Hülse oder Dille. Bei der Dicke d der Stange gebe man dem Keile die mittlere Höhe $h = 1{,}2\,d$, die Dicke $\frac{d}{4}$; die gusseiserne Hülse erhält die Wandstärke $\delta = \frac{d}{2}$, die schmiedeeiserne $\delta = \frac{d}{4}$. Der freiliegende Keil (Fig. 112), der nur mit einer Schmalseite an der Hülse anliegt, empfängt bei gleichbleibender Breite die grössere Höhe $h = {}^5/_4\,d$.

Bei dem häufiger benutzten Stahlkeile behält man für Höhe und Breite die angegebenen Verhältnisse bei, verringert sie auch wohl auf das 0,8 fache.

Die Schiftung zweier runden Stangen mittelst gusseiserner Hülse zeigt Fig. 113—114; einige andere recht zweckmässige Stangenschlösser, besonders für Pumpengestänge passend, stellen die Fig. 115 und 116—117 dar.

Die **Zulage** (der Krampen) gewährt dem Keile eine grosse Auflagefläche und erhöht bei beibehaltener Keilhöhe wesentlich die Festigkeit der Verbindung. Die Keilhöhe wird jedoch meistens der

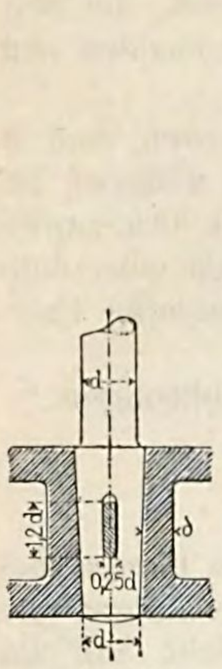


Fig. 111.

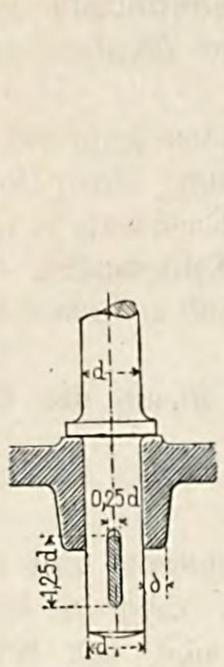


Fig. 112.

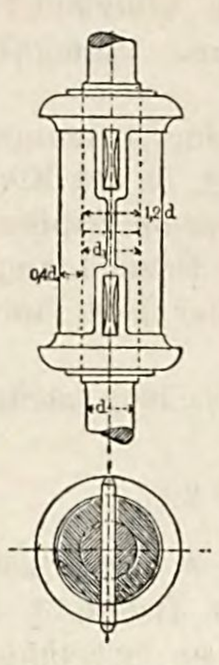


Fig. 113—114.

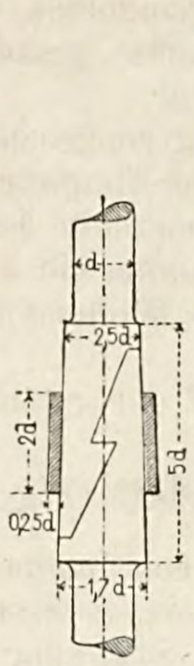


Fig. 115.

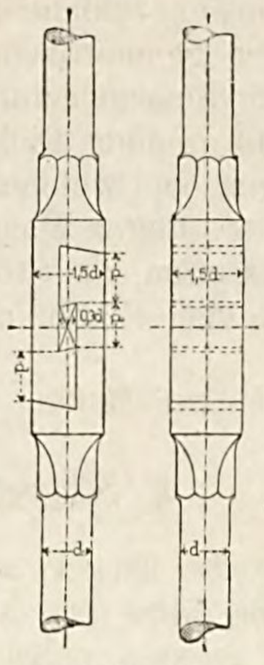


Fig. 116—117.

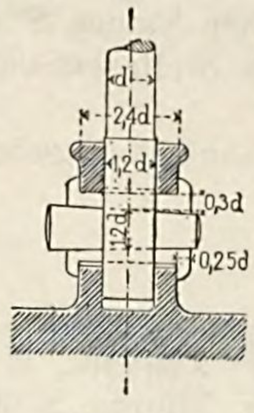


Fig. 118.

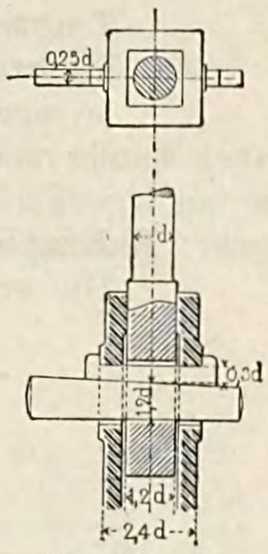


Fig. 119—120.

Krampenhöhe entsprechend erniedrigt. Sorgfältige Ausführungen, namentlich solche, bei welchen eine Verschiebbarkeit des Keiles verlangt wird, besitzen stets mindestens eine Zulage, häufig jedoch deren zwei (Fig. 118 u. 119 bis 120).

Solange der einseitige Anzug kleiner als $^2/_{10}$, der zweiseitige auf jeder Seite etwas kleiner als $^1/_{10}$, ist die Keilverbindung bei ruhig wirkender Kraft nicht löslich. Bei Stössen und auftretenden rüttelnden Bewegungen sowie in den Fällen, wo man beliebig grössere Anzüge geben will, bedient man sich der **Keilsicherungen.**

Fig. 121.

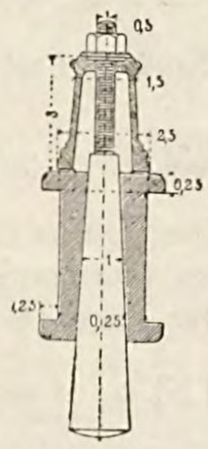


Fig. 122.

Fig. 123.

Zuweilen genügt zur Sicherung das Aufsplissen des hierzu schon vorbereiteten schmalen Keilendes, nach dessen genügendem Eintreiben; auch ein einfacher gesplisster Vorsteckstift thut gute Dienste. Vollkommenere Keilsicherungen stellen die folgenden Figuren dar. Fig. 121 u. 122 geben solche mit Zugschrauben; bei der ersteren ist der Widerstand leistende Arm mit der einen Zulage zusammengeschweisst, bei Fig. 122 eine besondere Hülse auf beide Zulagen aufgesetzt. Bei Fig. 123 dient eine Klemmschraube zur Sicherung des mit Schlitz versehenen Keiles. Zwei durch andere Theile an der Längsverschiebung verhinderte Platten hindern, fest an den Keil gepresst, dessen Bewegung.

D. Verbindungen durch Anker und Ringe.

Ausser mit Nieten, Schrauben oder Keilen finden sich Verbindungen hergestellt durch warmaufgezogene **Anker** oder **Ringe.** Erstere werden in entsprechende Vertiefungen, letztere um geeignete Vorsprünge an den zu verbindenden Körpern oder um diese selbst gelegt und zwar in erhitztem und deshalb ausgedehntem Zustande. Die nach erfolgter Abkühlung und Zusammenziehung entstehende Spannung der beim Aufziehen genau passenden Theile giebt das Mittel zu einer festen Verbindung.

Fig. 124 — 126 giebt die Verbindung zweier Körper durch zwei zu beiden Seiten aufgezogene schmiedeeiserne Ringe und einen oben eingelegten Anker.

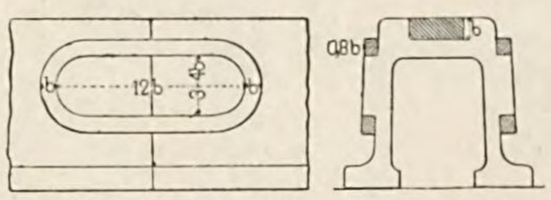


Fig. 124—126.

Selbstverständlich können auch beide Methoden einzeln in Anwendung gebracht werden.

Fig. 127—128 zeigt die Vereinigung zweier Stücke eines Schwungringes durch ein innen eingelegtes Schrumpfeisen (Schrumpfband).

Aufgezogene Ringe finden sich bei Achsen und Wellen. Conische Ringe stellt man aus cylindrischen durch wiederholtes Erhitzen derselben und plötzliches Abkühlen des einen Endes her.

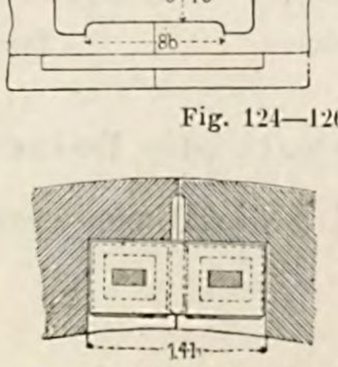


Fig. 127.

Fig. 128.

E. Zapfen.

Zapfen sind Rotationskörper, welche in geeigneten, sie stützenden Hohlformen gelagert, die Drehung von Maschinentheilen um ihre geometrische Achse gestatten. Sämmtliche Zapfen unterscheiden sich nach der Art ihrer Belastung oder Beanspruchung in

Tragzapfen, die vorwiegend in einer Richtung senkrecht zur Drehungsachse gepresst werden, und in

Stützzapfen, d. s. diejenigen, bei welchen der Hauptdruck in der Richtung ihrer Achse wirksam ist.

Je nach der Lage am unterstützten Maschinentheile heisst ein Zapfen Endzapfen (als Tragzapfen auch häufig mit dem Namen **Stirnzapfen,** als Stützzapfen mit der Bezeichnung **Spurzapfen** belegt) oder falls er an irgend einer Stelle zwischen den Enden eines Wellenstückes liegt, an beiden Seiten in dasselbe übergeht: **Halszapfen.**

Die am häufigsten gebrauchten Zapfen sind die cylindrischen, nächst diesen die kugelförmigen.

1. Stirnzapfen (Fig. 129).

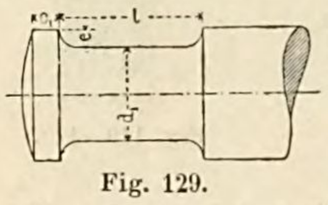


Fig. 129.

Ist P der Druck auf den Zapfen, d der Durchmesser und l die Länge des Zapfens, e die Höhe des Anlaufs, e_1 dessen Breite, n die Zahl der Umdrehungen pro Minute, S die grösste zulässige Spannung, so berechnet sich mit Rücksicht auf die Festigkeit der **Zapfendurchmesser**

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi S} \cdot \frac{l}{d} \cdot P}.$$

Die vom Material abhängige Spannung ist erfahrungsgemäss für Gusseisen $S = 3$ kg, Schmiedeeisen $S = 6$ kg und Gussstahl $S = 8$ kg zu wählen.

Nach Reuleaux nehme man, wenn $n < 150$: $\frac{l}{d} = 1{,}33 = {}^4/_3$; $d = 1{,}5\sqrt{P}$ für Gusseisen;

$\frac{l}{d} = 1{,}5$; $d = 1{,}125\sqrt{P} = {}^9/_8\sqrt{P}$ für Schmiedeeisen; $\frac{l}{d} = 1{,}78$; $d = 0{,}95\sqrt{P}$ für Gussstahl.

Der Gussstahlzapfen erhält hierbei die Länge des gleichbelasteten schmiedeeisernen und 0,843 von dessen Durchmesser.

Ist dagegen $n > 150$, so nehme man

$\frac{l}{d} = 0{,}12\sqrt{n}$; $d = 0{,}32\sqrt{P}\sqrt[4]{n}$ für Schmiedeeisen; $\frac{l}{d} = 0{,}15\sqrt{n}$; $d = 0{,}27\sqrt{P}\sqrt[4]{n}$ für Gussstahl.

Gusseisenzapfen finden keine Verwendung bei Umdrehungen über 200 und können bis zu dieser Grenze nach obiger Formel berechnet werden.

Will man bezüglich des Zusammenhanges des Werthes $\frac{l}{d}$ und der Tourenzahl feinere Unterschiede machen, so richte man sich nach folgender für schmiedeeiserne und Gussstahlzapfen gültigen Tabelle.

n	0	sehr klein	bis 100	115	156	204	258	318	386	460	625	816
$\frac{l}{d}$	0,5—0,75	1	1,4	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4

2. Halszapfen (Fig. 130 u. 131).

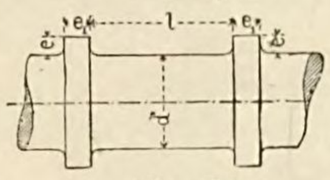


Fig. 130.

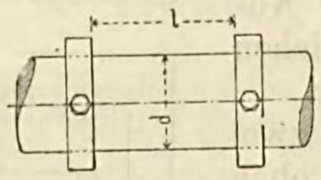


Fig. 131.

Der Halszapfen, meist durch verdrehende oder biegende Kräfte stärker beansprucht als der Stirnzapfen von demselben directen Drucke, erhält demgemäss einen grösseren Durchmesser d als dieser (meistens gleich der Welle, an der er sich befindet). Seine Länge ist gleich der des gleichbelasteten Stirnzapfens zu nehmen, doch ist auch eine Vergrösserung derselben nach den oben gegebenen Regeln statthaft.

Gabel- oder Bolzenzapfen erhalten die Dicke $d_3 = \frac{d}{2}$ bei dem Längenverhältniss $\frac{l_3}{d_3} = \frac{l}{d}$, wenn l und d die Dimensionen des gleichwerthigen Stirnzapfens sind.

3. Stützzapfen (Fig. 132—133, 134).

Die Stützzapfen nehmen den in axialer Richtung wirksamen Druck auf und laufen mit ihrer kreisrunden Stirnfläche.

Man nehme bei Zapfen für Umdrehungszahlen $n \leqq 100$

$$\left.\begin{aligned} d &= 1{,}86\sqrt{P} \text{ für schmiedeeiserne} \\ d &= 1{,}4\ \sqrt{P} \text{ für Stahl-} \\ d &= 2{,}32\sqrt{P} \text{ für gusseiserne} \end{aligned}\right\} \text{Zapfen auf Bronze;}$$

hingegen die Zapfen für Umdrehungszahlen $n \geqq 100$

$$\left.\begin{aligned} d &= 0{,}177\sqrt{Pn} \text{ für schmiedeeiserne} \\ d &= 0{,}14\sqrt{Pn} \text{ für Stahl-} \end{aligned}\right\} \text{Zapfen auf Bronze.}$$

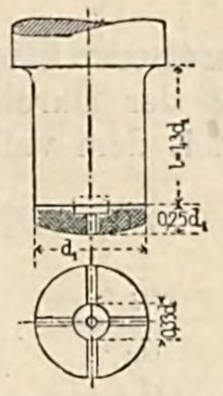


Fig. 132—133.

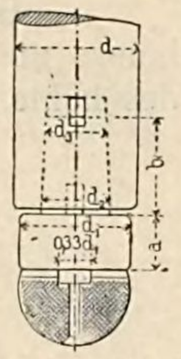


Fig. 134.

Die Spurzapfen werden häufig vom Durchmesser der zugehörigen Welle gemacht; solche für grosse Drücke findet man zuweilen in die Welle eingesteckt (Fig. 134); zur Vermeidung der Drehung erhalten sie eine Nase; die Welle bekommt einen Schlitz zum Herausschlagen des Zapfens.

Die Spurplatte erhält eine Oelkammer und Oelrinnen.

Die **Kammzapfen** (Fig. 135 u. 136) sind Stützzapfen oder Tragzapfen, bei denen der in der Richtung der Welle wirkende Druck auf mehrere nebeneinander liegende Ringe des Zapfens vertheilt wird.

Es bezeichne b die radiale Breite der Ringe, h die axiale Höhe derselben, h_1 die Höhe der Lagerringe, d den inneren Durchmesser des Zapfens, d_1 den mittleren Durchmesser des Kammzapfens ($d_1 = d + b$), i die Anzahl der Ringe; dann betrage der Druck pro qmm für den gewöhnlichen Fall der in Bronze laufenden Schmiedeeisenringe

$$p = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{50}{n} \cdot \frac{h}{d_1}.$$

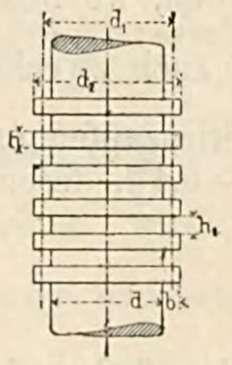


Fig. 135.

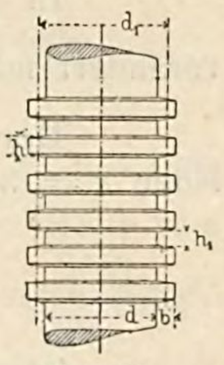


Fig. 136.

Die zulässige Belastung eines jeden der i Ringe ist hiernach $pd_1\pi b = \frac{50}{n} \cdot bh$, die sämmtlicher Ringe $P = i \cdot \frac{50}{n} \cdot bh$ oder bei bekanntem P die Zahl der auszuführenden Ringe: $i = \frac{Pn}{50 \,.\, b \,.\, h}$; b ist zwischen $^1/_6 d$ und $^1/_{10} d$ zu wählen; h findet sich $\gtrless b$; h_1 etwas grösser als h.

Zapfendurchmesser d	Anlauf		Stirnzapfen.				Spurzapfen.		Eingesteckte Spurzapfen.				
			n bis 150		n = 150 bis 350		n bis 100		Belastung und Tourenzahl wie beim festen Spurzapfen				
	Höhe $e = 3 + 0{,}1d$	Breite $e_1 = 1{,}5\,e$	Zapfenlänge $l = 1{,}5d$	Belastung P	Zapfenlänge $l = 2d$	Belastung P	Zapfenlänge $l = 1{,}3d$	Belastung P kg	a $0{,}5\,d$	b $0{,}9\,d$	d_2 $0{,}7\,d$	d_3 $0{,}6\,d$	Gewicht des Zapfens
30	6	9	45	720	60	540	40	260	15	27	21	18	0,146
35	7	10	52	980	70	720	45	350	18	30	25	21	0,230
40	7	10	60	1280	80	950	50	460	20	36	28	24	0,345
45	8	12	68	1620	90	1190	60	590	22	40	32	27	0,481
50	8	12	75	2000	100	1470	65	725	25	45	35	30	0,674
55	9	14	82	2420	110	1780	70	880	27	50	38	33	0,895
60	9	14	90	2880	120	2120	80	1040	30	54	42	36	1,164
65	10	15	98	3380	130	2690	85	1225	32	60	46	39	1,493
70	10	15	105	3920	140	2880	90	1420	35	65	50	42	1,904
75	11	16	112	4500	150	3310	100	1630	38	70	53	45	2,351
80	11	16	120	5120	160	3770	105	1860	40	74	56	48	2,817
85	12	18	128	5780	170	4260	110	2100	42	78	60	51	3,330
90	12	18	135	6480	180	4770	120	2350	45	80	65	55	4,020
95	13	20	142	7220	190	5320	125	2680	48	85	67	57	4,628
100	13	20	150	8000	200	5900	130	2900	50	90	70	60	5,396
110	14	21	165	9680	220	7130	145	3510	55	100	78	66	7,226
120	15	22	180	11520	240	8480	160	4180	60	110	84	72	9,527
130	16	24	195	13520	260	9950	170	4900	65	120	90	78	11,900
140	17	25	210	15680	280	11550	180	5680	70	125	98	84	14,822
150	18	27	225	18000	300	13250	195	6520	75	135	105	90	18,210
160	19	28	240	20480	320	15080	210	7420	80	145	110	95	21,851
170	20	30	255	23120	340	17020	220	8380	85	150	120	100	26,195
180	21	32	270	25920	360	19080	235	9400	90	160	125	110	31,298
190	22	33	285	28880	380	21220	250	10470	95	170	135	115	37,353
200	23	35	300	32000	400	23560	260	11600	100	180	140	120	47,303

Gusseiserne Stirnzapfen werden häufig hohl gemacht. Ist d_a der äussere Zapfendurchmesser, d_i der innere und d der Durchmesser des gleichbelasteten vollen Zapfens, so bestimmt sich bei gleicher Länge des hohlen mit dem vollen Zapfen und für gleiche Sicherheit beider aus

$$d^3 = d_a^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4\right]$$ folgende Zahlenreihe für die Verhältnisse $\frac{d_i}{d_a}$ und $\frac{d_a}{d}$

$\frac{d_i}{d_a}$ =	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	**0,6**	0,65	0,7	0,75	0,8
$\frac{d_a}{d}$ =	1,003	1,005	1,008	1,014	1,022	1,032	**1,047**	1,068	1,096	1,135	1,19

Kugelförmige Zapfen aus Guss- oder Schmiedeeisen gestatten eine gewisse Beweglichkeit der geometrischen Drehungsaxe; sie erhalten den 1,5fachen Durchmesser des gleichbelasteten normalen Stirnzapfens.

In Fällen, wo man einen berechneten Zapfen verstärken oder seinen Durchmesser vermindern muss, verändert man auch zweckmässig dessen Länge und zwar nach: $\frac{l'}{l} = \left(\frac{d'}{d}\right)^3$.

Der Stirnzapfen erhält an einem oder beiden Enden (Wurzel- und Scheitelende) Anläufe, deren Höhe $e = 3 + 0{,}1d$, deren Breite $e_1 = 1{,}5\,e$ ist.

4. Zapfenverbindungen.

Zuweilen finden sich in Gusseisenachsen und stets in hölzernen Achsen schmiedeeiserne oder Stahlzapfen eingefügt.

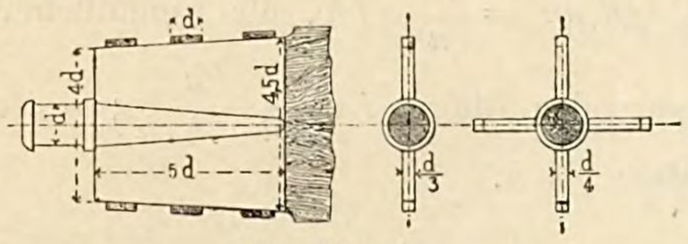


Fig. 137—139.

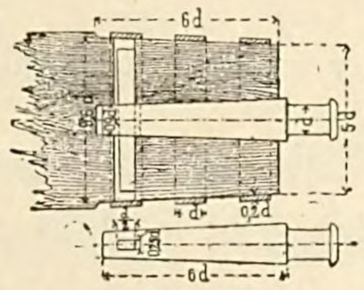


Fig. 140—141.

Die früher gebräuchliche Methode des Eintreibens von Zapfen mit vierkantigen, sich zuspitzenden Verlängerungen in Holzachsen ist wegen der oft sich ergebenden excentrischen und schrägen Stellung ganz verwerflich.

Der **Blatt-** oder **Flügelzapfen** (Gusseisen) wird zwei-, drei- oder vierblättrig ausgeführt. (Fig. 137—139).

Keilzapfen (Fig. 140—141). In ein passend ausgearbeitetes Loch ist die keilförmige Verlängerung eingesetzt und wird durch einen, in den radialen Canal eingeführten Querkeil festgezogen, nachdem zwei der konischen Ringe bereits fest aufgezogen sind.

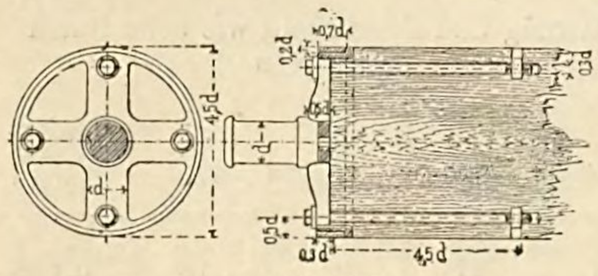


Fig. 142—143.

Kreuzzapfen (Fig. 142—143). Zapfen und Kreuz sind zusammengegossen, die Rückseite des letzteren wie die Stirnseite der Achse abgedreht. Der aufgezogene Schmiedeeisenring verstärkt den angegossenen Kranz. Vier Schrauben, deren Muttern eingelassen sind, dienen zur Befestigung.

F. Achsen und Wellen.

1. Achsen.

Achsen sind Träger, welche vorwiegend umlaufende oder schwingende Theile zu tragen bestimmt sind und sich mit diesen um ihre Zapfen zu drehen vermögen; sie unterscheiden sich nach der Art ihrer Beanspruchung in **Trag-** und **Stützachsen.**

Die **Tragachsen** heissen je nach der Anzahl der Belastungs- oder Tragpunkte einfachtragende bez. einfache Achsen oder mehrfachtragende Achsen.

Der kreisförmige Querschnitt findet sich bei denselben am häufigsten, seltener der geflügelte oder der sternförmige Querschnitt.

a. Einfach belastete Achsen (kreisförmiger Querschnitt).

Die Last Q wirkt innerhalb der Zapfen senkrecht zur Achse auf den Achsenkopf. Ihr Abstand von den Zapfenmitteln betrage a_1 und a_2 (Fig. 144), dann ist der Auflagedruck des Zapfens vom Durchmesser d_1

$P_1 = \frac{a_2}{a_1 + a_2} Q$, derjenige des anderen Zapfens d_2: $P_2 = \frac{a_1}{a_1 + a_2} Q$.

Sodann ist $\frac{P_1}{P_2} = \frac{a_2}{a_1}$ und $P_1 + P_2 = Q$.

Für den besonderen Fall, dass beide Achsschenkel gleich lang sind, also $a_1 = a_2$ ist, erhält man $P_1 = P_2 = \frac{Q}{2}$ und die Zapfen werden gleich.

Fig. 144.

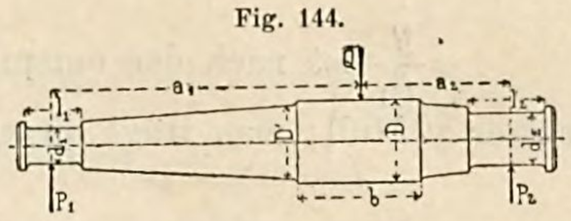
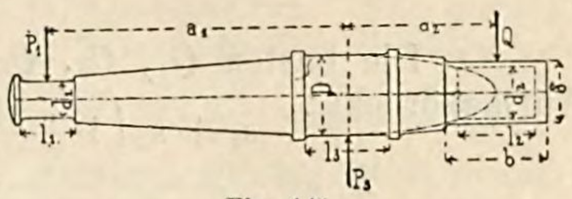


Fig. 145.



Ist x die Entfernung eines an beliebiger Stelle durch die Achse gelegten Schnittes von dem auf derselben Seite der Belastungsstelle befindlichen Zapfenmittel, und ferner y der zugehörige Durchmesser, so ist, da das Biegungsmoment für die Zapfenwurzel gleich dem an jeder beliebigen Stelle sein soll, zu setzen:

$y_1 = d_1 \sqrt[3]{\frac{2 x_1}{l_1}}$ für den einen Achsschenkel, $y_2 = d_2 \sqrt[3]{\frac{2 x_2}{l_2}}$ für den zweiten Achsschenkel,

$D = d_1 \sqrt[3]{\frac{2 a_1}{l_1}} = d_2 \sqrt[3]{\frac{2 a_2}{l_2}}$ für den Durchmesser des Achsenkopfes.

Auf die Länge, welche einer umschliessenden Hülse oder Nabe entspricht, wird der Kopf von constantem Durchmesser gemacht, dem beiderseits die halbe Keildicke $\left(\frac{k}{2}\right)$ zugesetzt wird, sodass die Kopfdicke $D + k$ resultirt.

b. Einfach belastete, freitragende Achsen.

Die Last Q wirkt ausserhalb der Zapfen auf das eine Wellenende d_2. (Fig. 145.)
Die sich ergebenden Kräfte sind:

$$P_1 = \frac{a_2}{a_1} Q; \quad P_3 = \frac{a_1 + a_2}{a_1} Q; \quad \frac{P_1}{P_3} = \frac{a_2}{a_1 + a_2}; \quad P_3 - P_1 = Q.$$

Hiernach ermittle man den Zapfen d_1, die Dimensionen (d_2) und (l_2) des ideellen Zapfens für die Laststelle, endlich

die Halszapfendicke $D = d_1 \sqrt[3]{\frac{2 a_1}{l_1}}$, seine Länge $l_3 = \sqrt{l_1^2 + (l_2)^2}$.

Nun berechnet man den Schenkel a_2, trägt von der Mitte des Zapfens (d_2) nach beiden Seiten die Hälfte der Länge b des Kopfes auf und bestimmt dessen Durchmesser

$$\delta = (d_2) \sqrt[3]{\frac{b}{(l_2)}}.$$

c. Achse mit zwei Tragstellen.

Bedeuten Q_1 und Q_2 die Lasten, s die Schaftlänge zwischen deren Angriffspunkten (Fig. 146), so sind die Zapfendrücke

$$P_1 = Q_1 \frac{s + a_2 \left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right)}{a_1 + s + a_2}; \quad P_2 = Q_2 \frac{s + a_1 \left(1 + \frac{Q_1}{Q_2}\right)}{a_1 + s + a_2}.$$

Die Schaftstärke y für jeden Punkt, der von der einen Lastangriffsstelle um die Entfernung x abliegt, ist aus

$$\frac{y}{D_1} = \sqrt[3]{1 + \frac{x}{a_1}\left(1 - \frac{Q_1}{P_1}\right)}$$

zu berechnen, worin D_1 der eine Achsenkopfdurchmesser. Die theoretisch richtige Form der Achsschenkel ist die kubische Parabel, die jedoch in der Regel durch einen tangirenden, abgestumpften Kegel ersetzt wird.

Fig. 146.

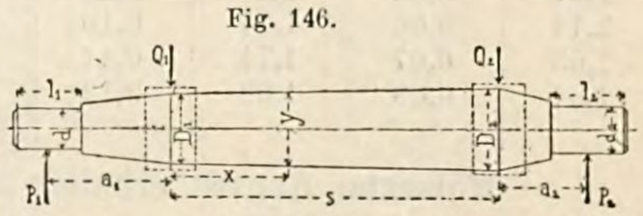
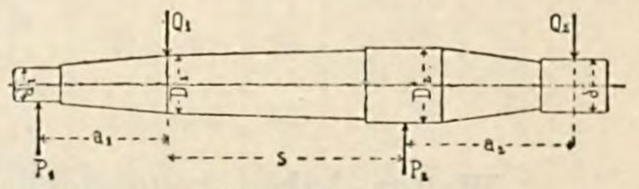


Fig. 147.



Für gleiche Schenkel $a_1 = a_2$ und gleiche Belastungen $Q_1 = Q_2$, wird $P_1 = P_2 = Q_1 = Q_2$ und y constant $= D_1 = D_2$.

d. Achse mit einem zwischen den Zapfen und einem ausserhalb derselben liegenden Achsenkopf.

Bedeutet hier s die Schaftlänge zwischen Q_1 und P_2 (Fig. 147), so sind die beiden Lagerdrücke:

$$P_1 = \frac{s - a_2 \frac{Q_2}{Q_1}}{s + a_1} \cdot Q_1; \quad P_2 = \frac{s + a_2 + a_1 \left(1 + \frac{Q_1}{Q_2}\right)}{s + a_1}.$$

$\frac{y}{D_1}$ ist nach der entsprechenden Formel auf S. 19 zu bestimmen. Zuweilen wird hier der Durchmesser y Null; man trägt diesem Rechnungsresultate durch eine Verdünnung der Achse Rechnung.

e. Achse mit vier Tragstellen.

Die Lasten Q_1, Q_2, Q_3 und Q_4 erzeugen bei den Schaftstückenlängen s_1, s_2 und s_3 (Fig. 148) die Auflagedrücke:

$$P_1 = \frac{s_1 + s_2\left(1 + \frac{Q_2}{Q_1}\right) + s_3\left(1 + \frac{Q_2}{Q_1} + \frac{Q_3}{Q_1}\right) + a_2\left(1 + \frac{Q_2}{Q_1} + \frac{Q_3}{Q_1} + \frac{Q_4}{Q_1}\right)}{a_1 + s_1 + s_2 + s_3 + a_2} \cdot Q_1,$$

$$P_2 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 - P_1.$$

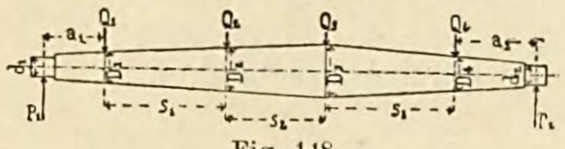


Fig. 148.

Wird Q_4 und s_3 gleich Null, so ergeben sich aus dieser Formel die bezüglichen Werthe für die dreifach belastete Achse.

Der Durchmesser des Achsenkopfes bei Q_4 bestimmt sich nach:

$$\frac{D_4}{d_1} = \sqrt[3]{\frac{a_1 + s_1\left(1 - \frac{Q_1}{P_1}\right) + s_2\left(1 - \frac{Q_1}{P_1} - \frac{Q_2}{P_1}\right) + s_3\left(1 - \frac{Q_1}{P_1} - \frac{Q_2}{P_1} - \frac{Q_3}{P_1}\right)}{\left(\frac{l_1}{2}\right)}}.$$

Indem man hierin nacheinander s_3, s_2 und $s_1 =$ Null setzt, ergeben sich die Formeln für $\frac{D_3}{d_1}$, $\frac{D_2}{d_1}$ und $\frac{D_1}{d_1}$.

Achsen mit kreisförmigem Querschnitt. Man bezieht alle Dimensionen unter Beibehaltung des gewählten Höhlungsverhältnisses (0,6 sehr gebräuchlich) auf die zu Grunde gelegten hohlen Zapfen.

Achsen mit Kreuzquerschnitt (Fig. 149—150). Die berechnete runde Achse wird aufgezeichnet, ebenso das Profil der Flügel.

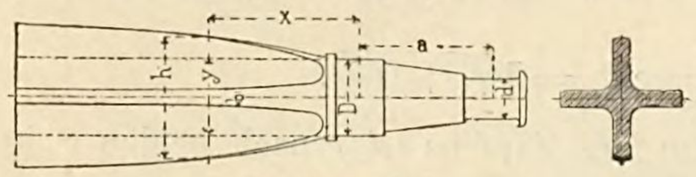


Fig. 149—150.

Ist y der Durchmesser der runden Achse, h die Rippenhöhe, b die Rippendicke an einer beliebigen, um x vom Achsenkopf abstehenden Stelle, so nehme man b so, dass

$$\frac{y}{h} = \frac{b}{h}\sqrt[3]{\frac{16}{3\pi}}\sqrt[3]{1 - \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2}.$$

Zur Erleichterung jener Rechnung dient folgende Tabelle:

$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$	$\frac{h}{y}$	$\frac{b}{h}$
2,27	0,05	1,87	0,09	1,65	0,13	1,50	0,17	1,37	0,22	1,19	0,33
2,14	0,06	1,81	0,10	1,61	0,14	1,47	0,18	1,31	0,25	1,15	0,36
2,03	0,07	1,74	0,11	1,57	0,15	1,44	0,19	1,27	0,27	1,10	0,40
1,94	0,08	1,69	0,12	1,53	0,16	1,42	0,20	1,22	0,30	1,06	0,45

Hölzerne Achsen erhalten den 2fachen Durchmesser der gleichbelastesten gusseisernen.

2. Wellen.

Wellen haben hauptsächlich verdrehende Kraftmomente zu übertragen, werden jedoch häufig auch auf Biegung beansprucht.

Ist d der Wellendurchmesser, L die Länge der Welle in m, S die grösste zulässige Spannung, P die verdrehende Kraft in kg, R der Hebelarm, an dem sie angreift in mm, N die Anzahl der übertragenen Pferdestärken und n die Zahl der Umdrehungen pro Minute, so bestimmt sich der Wellendurchmesser unter Annahme einer $s$fachen Sicherheit zu

$d = 0{,}90\sqrt[3]{PRs} = 80{,}72\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \cdot s$ für Schmiedeeisen, $d = 1{,}270\sqrt[3]{PRs} = 113{,}77\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \cdot s$ für Gusseisen.

Für leichte Wellen nimmt man eine 5fache, für lange Wellen und solche, die Stössen und Erschütterungen ausgesetzt sind, eine 7fache Sicherheit.

Nachfolgende Tabelle ist für Wellen bis zu $d = 120$ mm nach der Formel $d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$ (leichte Wellen), für solche über 120 mm Durchmesser nach $d = 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ (leichte Wellen) berechnet.

Wellen aus Gussstahl sind 0,8—0,9 mal so dick zu nehmen, als schmiedeeiserne. Für gusseiserne Wellen ist der Durchmesser ebenfalls aus der folgenden Tabelle zu finden, indem man den zu ermittelnden Werth von d für das Zweifache des gegebenen Werthes von PR und $\frac{N}{n}$ entnimmt.

Häufig giebt man den Wellen langer Transmissionen (schwere Wellen) zu den berechneten Dimensionen noch einen Zuschlag von 15—20 mm. Dieser ist gemacht in der Tabelle für schwere Wellen und zwar so, dass 15 mm für diejenigen unter 120 mm, dagegen 20 mm für die über 120 mm Durchmesser zugefügt sind.

Tabelle über Dimensionen und Gewichte der schmiedeeisernen Wellen, Stellringe und Keile.

Schmiedeeiserne Wellen.						Stellringe mit versenkten Schrauben.						Stellringe mit vorstehenden Schrauben.				Keil	
		Werthe von $\frac{N}{n}$		Werthe von PR		Ring		Schrauben				Ring		Schrauben			
Durchm. d der Wellen	Gewicht von 1 lauf. m in kg	schwere Wellen	leichte Wellen	schwere Wellen	leichte Wellen	Breite $= b = 10 + 0{,}3d$	Dicke $= a_1 = 0{,}75b$	Dicke $= s = 5 + 0{,}1d$	Kopf Durchm.	Kopf Höhe	Gewicht des Stellringes mit Schrauben	Breite $b = 10 + 0{,}3d$	Dicke $a_1 = 0{,}6b$	Dicke	Gewicht	Breite $K = 5 + 0{,}25d$	Höhe $k = 0{,}6K$
30	5,50	0,0015	0,004	1074	2865	20	15	8	16	6	0,330	20	12	8	0,271	12	7
35	7,49	0,002	0,007	1432	5013						0,366				0,318	14	8
40	9,78	0,003	0,012	2149	8592	22	17	8	16	6	0,521	22	14	8	0,430	15	9
45	12,38	0,004	0,020	2865	14324						0,567				0,466	16	9
50	15,30	0,007	0,030	5013	21486	25	19	10	19	7	0,801	25	15	10	0,626	18	10
55	18,50	0,012	0,044	8592	31513						0,859				0,658	19	11
60	22,00	0,020	0,063	14324	45121	28	21	12	22	8	1,160	28	17	12	0,952	20	12
65	25,82	0,030	0,085	21486	60877						1,237				1,070	21	12
70	29,95	0,044	0,115	31513	82363	32	24	13	24	9	1,758	32	19	13	1,450	22	13
75	34,40	0,063	0,152	45121	108862						1,860				1,502	24	14
80	39,15	0,085	0,197	60877	141091	35	26	13	24	9	2,357	35	21	13	1,924	25	15
85	44,20	0,115	0,252	82363	180482						2,474				1,998	26	15
90	49,50	0,152	0,317	108862	227035	40	30	16	27	11	3,516	40	24	16	2,742	28	16
95	55,20	0,197	0,393	141091	281467						3,672				2,967	30	17
100	61,15	0,252	0,482	180482	345208	45	34	16	27	11	5,010	45	27	16	3,893	30	18
110	74,00	0,393	0,706	281467	505637						5,376				4,177	32	19
120	88,10	0,482	1,000	345208	716200	50	38	16	27	11	7,337	50	30	16	5,557	35	21
130	103,30	0,706	1,272	505637	911006						7,803				5,908	38	22
140	119,90	1,000	1,588	716200	1137326	55	42	20	33	14	10,277	55	33	20	7,721	40	24
150	137,60	1,272	1,953	911006	1398739						10,838				8,155	42	25
160	156,60	1,588	2,370	1137326	1697494	60	45	23	38	16	13,529	60	36	23	10,605	45	27
170	176,80	1,953	2,843	1398739	2036157						14,191				11,127	48	28
180	198,20	2,370	3,375	1697494	2417175	65	48	23	38	16	17,413	65	39	23	13,770	50	30
190	220,80	2,843	3,969	2036157	2836152						18,174				15,860	52	30
200	244,70	3,375	4,630	2417175	3316006	70	52	26	42	18	22,454	70	42	26	17,704	55	33
210	269,75	3,969	5,360	2836152	3838832						23,345				18,384	58	35
220	296,12	4,630	6,162	3316006	4413224	78	58	29	45	20	30,794	78	47	29	24,275	60	36
230	323,66	5,360	7,041	3838832	5042764						31,902				25,165	62	38
240	352,41	6,162	8,000	4413224	5729600	85	62	29	45	20	38,930	85	51	29	31,195	65	39
250	382,39	7,041	9,042	5042764	6490204						40,256				32,255	68	40
260	413,58	8,000	10,171	5729600	7284702	90	68	32	50	22	49,140	90	54	32	37,788	70	42
270	446,00	9,042	11,390	6490204	8157518						50,638				38,978	72	43
280	480,00	10,171	12,704	7284702	9108605	95	72	32	50	22	58,940	95	57	32	45,098	75	45
290	514,52	11,390	14,114	8157518	10108447						60,610				47,428	78	47
300	550,62	12,704	15,625	9108605	11191341	100	75	35	54	24	68,850	100	60	35	53,424	80	48
310	587,94	14,114	17,240	10108447	12347288						70,686				54,894	82	50
320	626,48	15,625	18,963	11191341	13581301	108	80	39	60	27	84,600	108	65	39	66,916	85	51
330	666,25	17,240	20,800	12347288	14896960						86,713				68,636	88	53
340	707,24	18,963	22,745	13581301	16289969	115	88	39	60	27	106,031	115	70	39	81,556	90	54
350	749,46	20,800	24,813	14896960	17771071						108,508				83,516	92	55

Die meisten der auf Torsion beanspruchten Wellen werden oft nicht unerheblich durch darauf befindliche Maschinentheile, einwirkende Zahndrücke u. s. w. gebogen und muss dann diese Beanspruchung auf Biegung neben der auf Torsion in Berücksichtigung gezogen werden.

Wenn M_d das in einem Querschnitt wirksame verdrehende, M_b das daselbst biegende Moment ist, so ergiebt sich das ideelle, beide ersetzende biegende nach:

$$(M_b)_i = {}^3/_8 M_b + {}^5/_8 \sqrt{M_b^2 + M_d^2}.$$

Für praktische Berechnungen hinreichend genau kann man hierfür setzen:
wenn $M_b > M_d$: $(M_b)_i = 0{,}975\, M_b + 0{,}25\, M_d$ und wenn $M_d > M_b$: $(M_b)_i = 0{,}625\, M_b + 0{,}6\, M_d$.

Herstellungskosten der Wellen.

Das **Drehen** der Achsen und Wellen aus Walzeisen kostet:
$\mathfrak{M} = 50 + 0{,}85\, d + 0{,}0094\, d^2$ für 1 m Länge; d in mm.
Für Drehen ohne Schlichten und Poliren rechnet man $^1/_6$ des Preises weniger.
Für gusseiserne Wellen ist $^1/_3$ des berechneten Werthes abzuziehen.
Für geschmiedete Wellen und solche, die bedeutend unter 5 m Länge besitzen, mache man einen Zuschlag von $^1/_5$ bis $^1/_4$, für Stahlwellen rechne man das 1,4fache des sich ergebenden Werthes.
Für jede Lagerstelle, jeden Anlauf oder Konus füge man hinzu: $\mathfrak{M} = -30 + 1{,}28\, d$.

3. Keile und Stellringe.

Die **Längskeile** (Stahl) dienen zur Befestigung von Maschinentheilen auf Achsen und Wellen. Man unterscheidet sie in Hohlkeile, Flachkeile und versenkte Keile (Fig. 151—153); erstere geben die geringste, letztere die meiste Sicherheit gegen die Verdrehung.

Fig. 151.

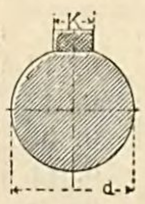


Fig. 152.

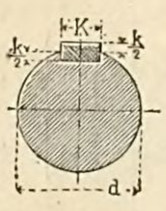


Fig. 153.

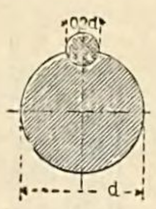


Fig. 154.

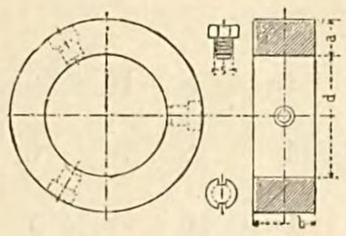


Fig. 155—158.

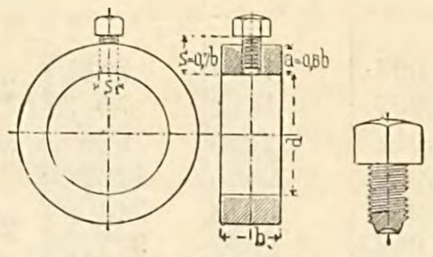


Fig. 159—161.

Man nehme ihre Breite $K = 0{,}25\, d + 5$ mm; ihre Dicke $k = 0{,}6\, K$, wobei d die Dicke der Achse oder Welle an der Befestigungsstelle bedeutet. Für sehr starke Wellen verwendet man anstatt eines mehrere von den berechneten, oder etwas kleineren Dimensionen. Warm aufgezogene Naben werden zuweilen durch cylindrische Keile gesichert (Fig. 154).

Stellringe verhüten die axiale Verschiebung der Wellen. Bezüglich ihrer Formen vergleiche man Fig. 155—158 und 159—161, hinsichtlich ihrer Grösse die Tabelle auf S. 21. Die versenkten Schrauben sind den vorstehenden stets vorzuziehen.

G. Wellen-Kupplungen.

Kupplungen dienen zur Verbindung der in einem Wellenstrang befindlichen Wellenstücke miteinander. Man unterscheidet vier Arten.

1. Feste Kupplungen.

Bei der Anwendung fester Kupplungen werden die Wellen stumpf aneinander gestossen, besser auf eine der angegebenen Weisen überblattet, zuweilen auch durch einen schwalbenschwanzförmigen Keil verbunden (Fig. 162—165).

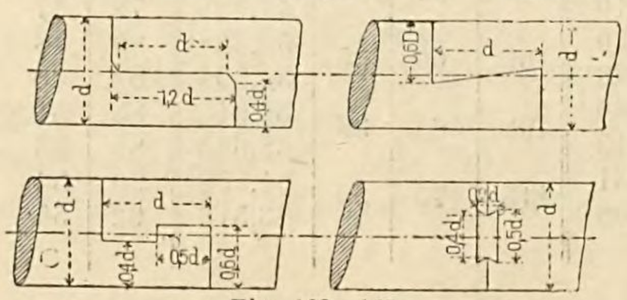


Fig. 162—165.

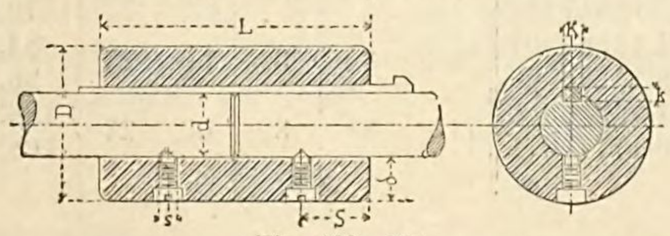


Fig. 166—167.

Gebräuchlich, das Montiren und Demontiren der Wellen aber ziemlich erschwerend, ist die eintheilige **Muffenkupplung** (Fig. 166—167).

Die (versenkten) Klemm-Schrauben hindern die Verschiebung der Wellen, sind aber nicht durchaus nothwendig. Bezugseinheit der Muffenkupplung $\delta = 15 + 0{,}4\, d$.

Zweckmässiger sind die zweitheiligen **Scheibenkupplungen** (Fig. 168—171). Der vorspringende Theil

der einen Scheibe ist genau in die Ausbohrung der anderen einzupassen. Die zweite dieser Kupplungen kann als Riemenscheibe verwendet werden. Die Schrauben dienen meist als Mitnehmer, sind deshalb aus Stahl zu fertigen und genau einzupassen; ihr Vorspringen über den Rand ist stets zu vermeiden. Anzahl der Schrauben $i = 2 + \frac{d}{30}$.

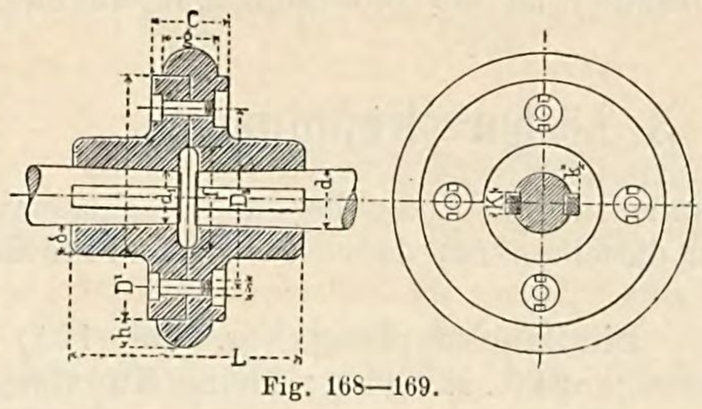


Fig. 168—169.

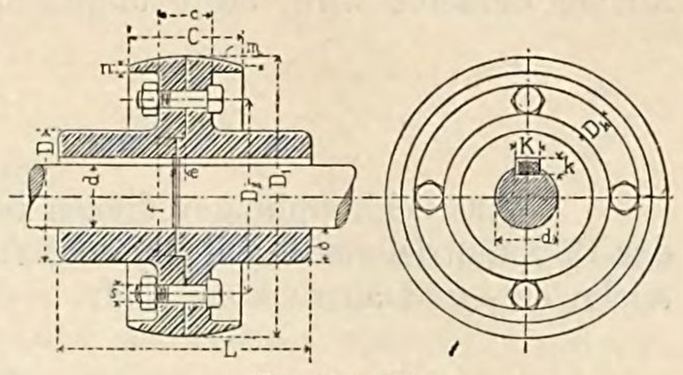


Fig. 170—171.

Die einfachste der **Schalenkupplungen** (Fig. 172 bis 174) besteht aus zwei, etwas ineinander greifenden Platten; diese decken die beiden Längskeile; die Einfassungsscheiben überragen die Schrauben, sodass diese nicht vorspringen. Die Verschiebung verhindern kleine, in entsprechende Ausdrehungen der Wellenenden eingreifende Ansätze von der Breite und Höhe $J = 0{,}5\delta$, $i = 0{,}1\,\delta$.

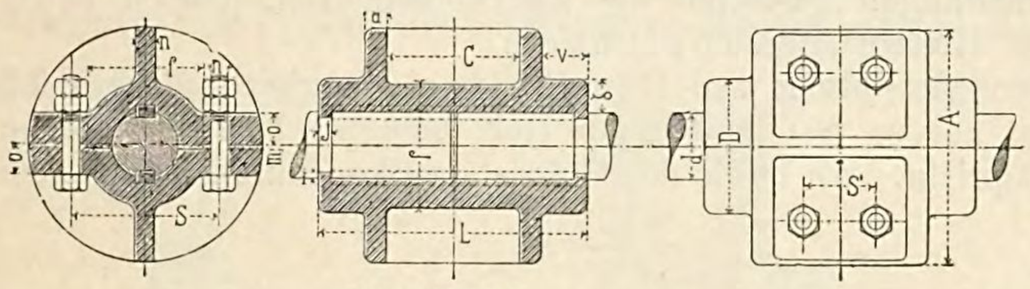


Fig. 172—174.

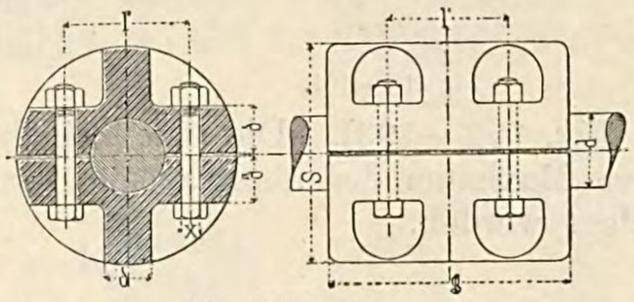


Fig. 175—176.

Schalenkupplung nach Keller (Fig. 175—176). Die gesammte Kupplung bildet einen cylindrischen Körper, in welchem die Schrauben versenkt sind.

Sellers' Kupplung (Fig. 177—179). Die nach beiden Seiten konisch gedrehte Hülse umschliesst zwei ihr entsprechend abgedrehte, genau die Welle umschliessende geschlitzte Hülsen. Mittelst dreier Schrauben werden diese gegeneinander gezogen und angepresst.

Charlton-Kupplung von Cresson (Fig. 180—181). Die Befestigung der Wellenenden geschieht durch Einschrauben konischer Schrauben zwischen die beiden sich umschliessenden Cylinder, von denen der äussere dickwandigere geschlossen, der innere dünnere aber geschlitzt und deshalb zusammendrückbar ist.

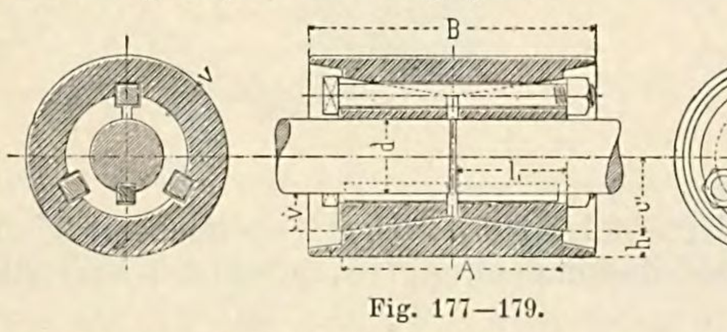


Fig. 177—179.

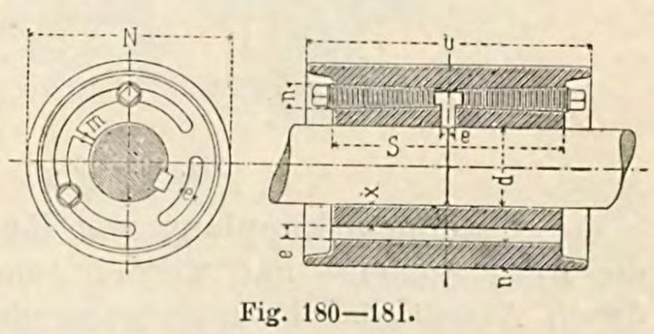


Fig. 180—181.

2. Bewegliche Kupplungen.

Sie finden Verwendung bei besonders langen Transmissionen, wo auf Ausdehnungen durch Temperatureinflüsse Rücksicht zu nehmen ist, in anderer Ausführung dort, wo eine genaue Lagerung nicht als bleibend erwartet werden kann.

Für Längsbeweglichkeit eignet sich besonders die **Sharp'sche Kupplung** (Fig. 182—184), eine zweitheilige Schalenkupplung.

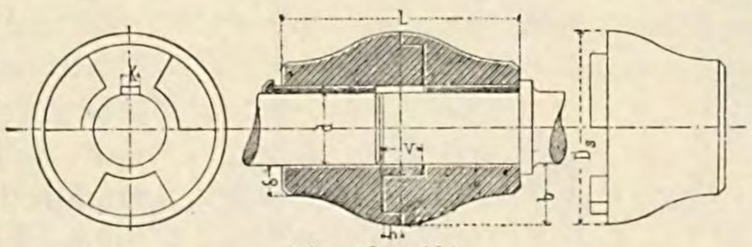


Fig. 182—184.

In der Querrichtung beweglich ist die **Oldham'sche** oder **Kreuzscheibenkupplung** (Fig. 185—186), aus zwei auf den Wellenenden aufgekeilten Scheiben und einem Mittelstück bestehend; die beiden um 90° versetzten prismatischen Federn des letzteren greifen in die sauber ausgearbeiteten Nuthen der Endstücke, in denen sie sich verschieben lassen.

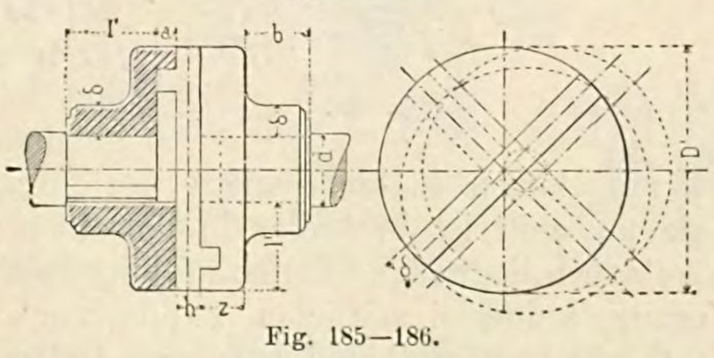


Fig. 185—186.

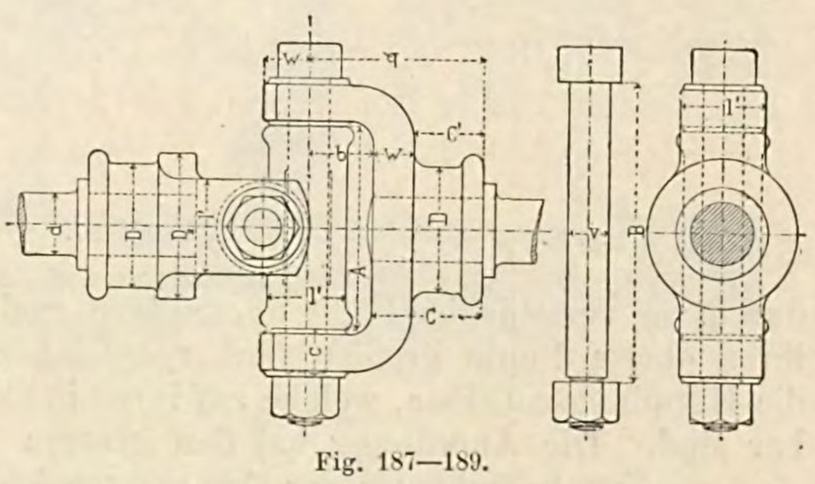


Fig. 187—189.

Der **Hook'sche Schlüssel** oder die **Kreuzgelenkkupplung** (Fig. 187—189) wird zur Verbindung nicht paralleler Wellen benutzt; der Axenwinkel ist zwischen ziemlich weiten Grenzen zu verändern; je kleiner derselbe wird, desto ungleichförmiger ist die Bewegungsübertragung.

3. Lösbare Kupplungen.

Ausrückkupplungen dienen zum zeitweisen Ausschliessen von Transmissionstheilen von der Bewegung der Hauptantriebswelle; Bedingung für dieselben ist, dass sie leicht und meistens bei ununterbrochenem Betriebe ein- und ausrückbar sind.

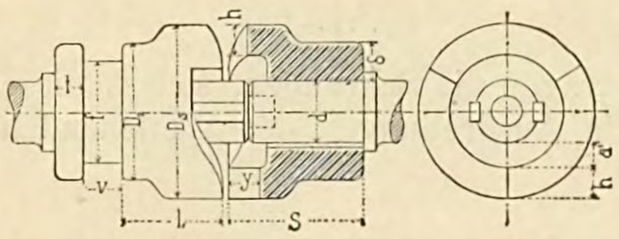


Fig. 190—191.

Die **Zahnkupplung** (Fig. 190—191) dient nur in einer Richtung zur Bewegungsübertragung; kleine Kupplungen erhalten 3 Zähne, grössere deren mehr nach der Formel $Z = 1 + \frac{d}{40}$, wobei d in mm.

Ein- und Ausrückung ohne Stoss, wie Bewegungsübertragung nach beiden Richtungen gestatten die zweckmässigeren, jedoch auch kostspieligeren Reibungskupplungen.

Reibungskupplung von Ramsbottom, zugleich Sicherheitskupplung (Fig. 192—193). Die eine Scheibe wird nur so fest in den mit Holz belegten Hohlring eingepresst, als dem Maximum der übertragenen Kraft entspricht. An Stelle des Holzbelages können auch Lederscheiben eingelegt werden.

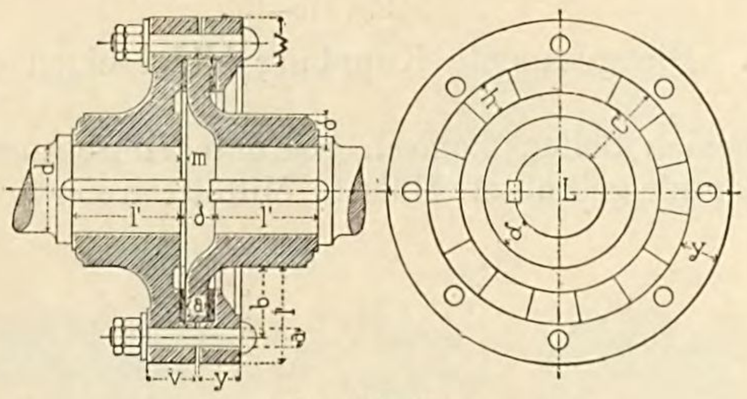


Fig. 192—193.

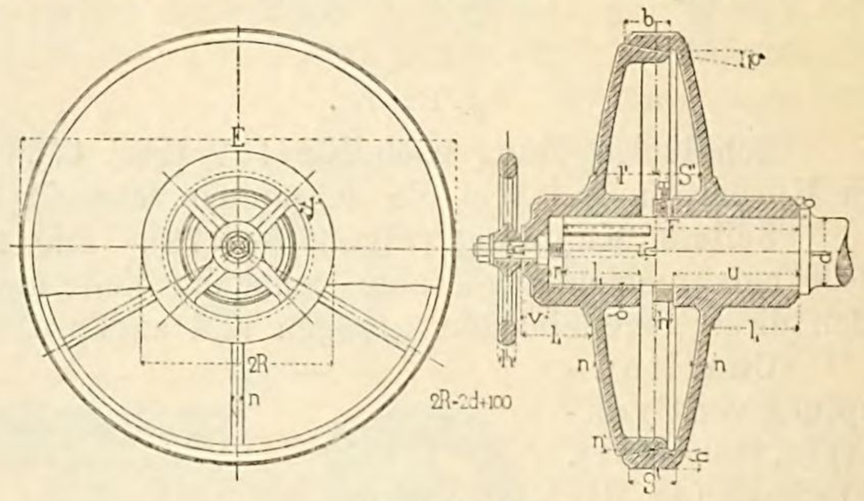


Fig. 194—195.

Reibungskupplung von Reuleaux (Fig. 194—195). Die Kegelmantelflächen sind um 10^0 gegen die Achse geneigt und werden zum Zweck des Zusammenkuppelns mittelst Handrades und Schraube oder durch Ausrückhebel zusammengeschoben.

Für grössere Kräfte eignet sich vortheilhafter die Reibungskupplung mittelst Riffelscheiben (Fig. 196—198). Der zweiseitige Anzug der kreisförmig gestalteten Rinnen beträgt etwa 20^0. Dieselben sind im Grunde unterschnitten, damit die Scheiben nach entstandener Abnutzung gut zusammenrücken können. Beifolgende Anordnung der Ausrückung (von G. A. Biffar in Fratte construirt) ist empfehlenswerth. Durch Drehen der Schneckenwelle mittelst Handrades versetzt man ein Schneckenrad in Bewegung, wobei zwei in die Welle des letzteren eingeschnittene Schrauben mit Rechts- bez. Linksgewinde mit rotiren. Zwei durch sie verschiebbare Messingmuttern greifen mit Bolzen in die Schlitze der gegabelten Hebel, die um ihren oberen Punkt drehbar sind, verschieben sie und mittelst je zweier in denselben befestigten Stahlstiften die Kupplungsscheiben, welche auf ihren in Consollagern liegenden Wellen mittelst Nuth und Feder verschiebbar sind. Die Anordnung hat den grossen Vorzug, keinerlei seitlichen Zapfendruck zu erzeugen.

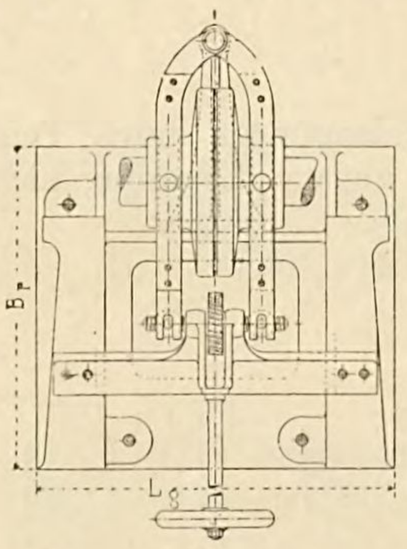


Fig. 196.

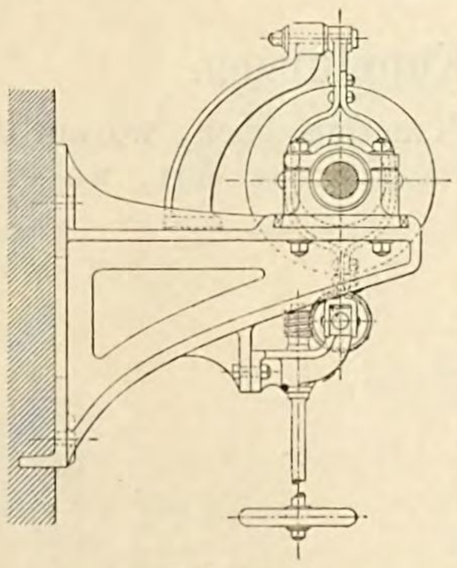


Fig. 197.

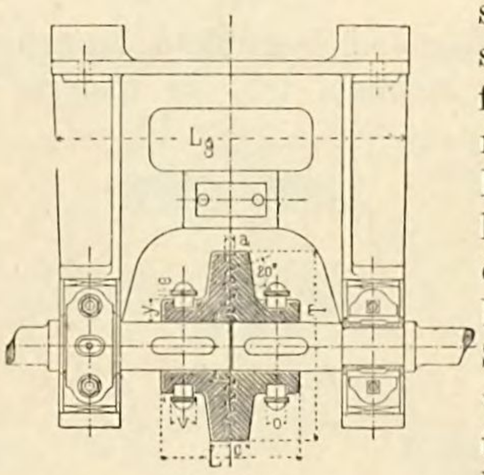


Fig. 198.

Zur Berechnung der Anpressungskraft Q gilt, wenn R den mittleren Halbmesser des Kegels (bei der Kegelkupplung) oder den Abstand des Angriffschwerpunktes der reibenden Flächen (bei der Riffelscheibenkupplung), P die Umfangskraft, PR das von der Welle übertragene statische Moment, α den

Anzugswinkel (nicht unter 10°), f den Reibungscoëfficient (Eisen auf Eisen etwa 0,15) bezeichnet, folgende Formel:

$$Q = \frac{P \sin \alpha}{f} = \frac{PR}{R} \cdot \frac{\sin \alpha}{f}.$$

4. Kraftmaschinenkupplungen.

Man verwendet dieselben da, wo mehrere Motoren ihre Kraft gleichzeitig auf eine Transmission übertragen. Da diese nicht mit stets gleichbleibender Geschwindigkeit umlaufen, so bedarf man, um ein Schleppen der einen Maschine zu verhüten, solcher Kupplungen, die sich selbstthätig aus- und einrücken, je nachdem die Geschwindigkeiten gleich oder ungleich sind. Hierher gehören

Die **Kraftmaschinenkupplung** von Uhlhorn (Fig. 199—200). In die Zahnlücken des Hohlsperrrades legen sich die von Federn beeinflussten und am anderen Kupplungstheil angebrachten Mitnehmer, sobald dieser Theil schneller zu laufen beginnt, als der auf der anderen Welle befestigte. Im entgegengesetzten Falle legen sich die Sperrklinken in Aussparungen des letzterwähnten Theiles, während die am anderen angebrachten Federn über sie hingleiten. Die Drehzapfen der Sperrklinken sind als Halbzapfen ausgeführt.

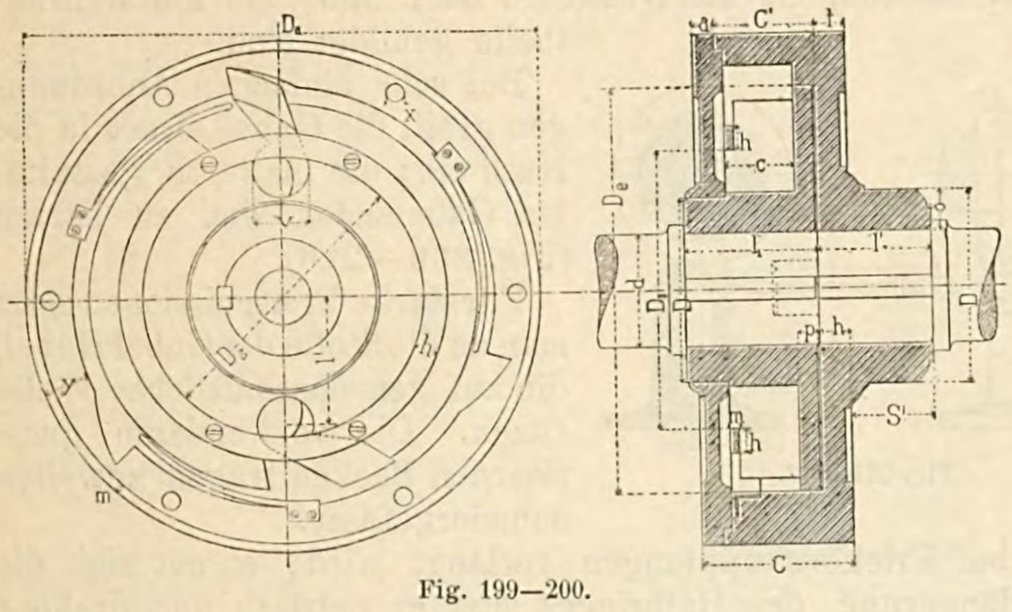


Fig. 199—200.

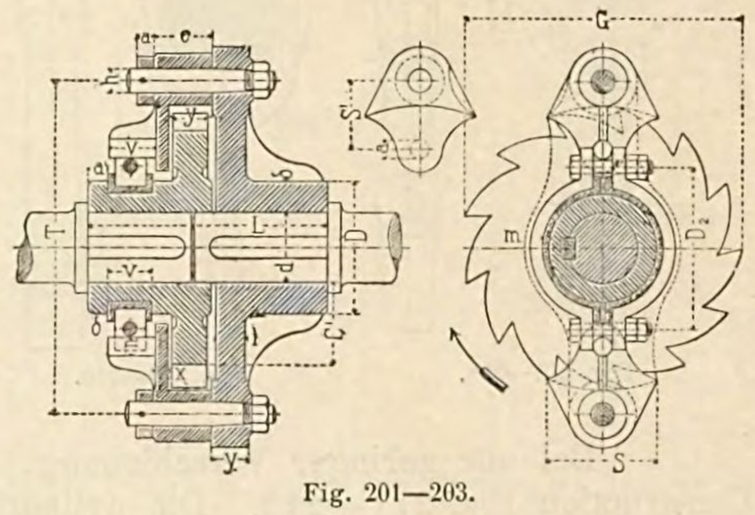


Fig. 201—203.

Aelter ist die noch vielfach verwendete Motorenkupplung von Pouyer-Quertier. Die Anordnung Fig. 201—203 ist zu wählen, wenn nur eine solche Kupplung angebracht und die Bewegung von jedem der zusammenwirkenden Motoren auf eine besondere Welle übertragen wird. Eine dieser Wellen trägt das Sperrad, welches beständig mit ihr umläuft, wenn auch die andere stillsteht oder sich langsamer dreht. Dieser letzteren ist das zweiarmige Kupplungsstück aufgekeilt, welches an Stahlzapfen drehbare Sperrklinken trägt, deren eine bei entsprechender Drehung in die Zähne des Sperrrades eingreift, und dies geschieht, sobald diese Welle schneller als die erstgenannte zu laufen beginnt. Alsdann werden die Sperrklinken durch das Bremsband aufgehalten, und eine legt sich in die zunächst liegende Zahnlücke. Läuft jene Welle, welche das Sperrad trägt, schneller, so eilt letzteres vor, das Bremsband wird im ersten Moment folgen und die Sperrklinke auslösen, bis sich der Anschlag an die Arme legt; dann wird das Bremsband durch die jetzt feststehenden Klinken aufgehalten und das Sperrad vermag unter denselben wegzugleiten.

Die Fig. 204—206 geben eine einfache **Motorenkupplung** von Riedinger in Augsburg, welche das Ein- und Ausrücken eines jeden der zwei zusammenwirkenden Motoren während des Ganges gestattet.

Der Antrieb der schmiedeeisernen Welle geschieht an beliebiger Stelle, rechts von der Figur, derjenige der über jene geschobenen gusseisernen durch ein in der Mitte aufgekeiltes Rad. Diese hohle Welle trägt am Ende eine Klauenkupplungshälfte, während die andere Hälfte mit Nuth und Feder auf der dünneren Welle verschiebbar ist. Die innere Welle ist mit der Transmissionswelle (rechte Seite der Figur) zusammengestossen und hat eine festsitzende Klauenkupplungshälfte zu tragen, während jene eine bewegliche trägt.

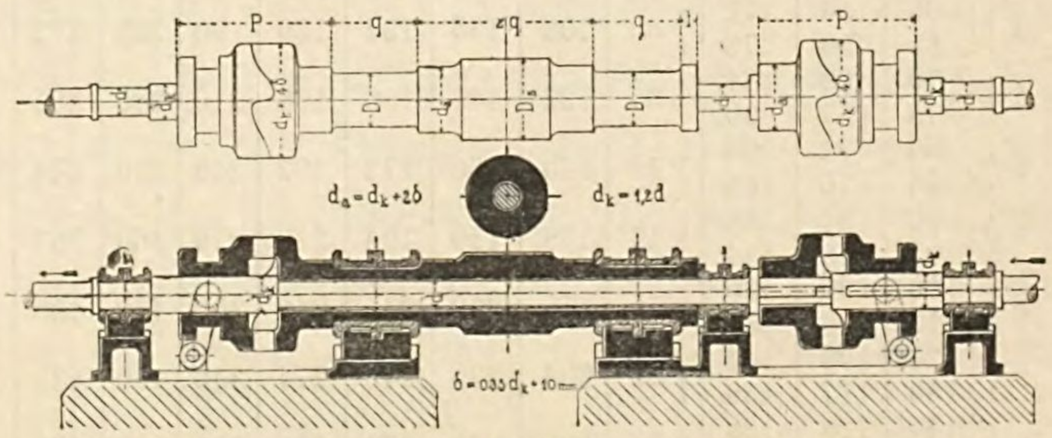


Fig. 204—206.

Soll mit dem einen Motor (Turbine) allein gearbeitet werden, so ist die rechtseitige Kupplung ein-, die linkseitige auszurücken und die hohle Welle mit Rad bleibt ruhig stehen.

Bei der alleinigen Arbeit der anderen Maschine wird die linkseitige Kupplung eingerückt, die rechtseitige gelöst, und so die Bewegung der hohlen Welle auf die massive übertragen.

Die Vereinung der Wirkungen beider Motoren erfolgt durch Einrücken beider Kupplungen; das Ausrücken des einen bei zu langsamem Gange geschieht selbstthätig. Bezugseinheit: $\delta = 0{,}35\, d_k + 10$ mm; $d_k = 1{,}2\, d$; $P = 9{,}3\, \delta$; $q = 6\, \delta$; $t = 0{,}9\, \delta$; $d_a = d_k + 2\, \delta$; $D = d + 2\, \delta$; $D_s = d + 4\, d$.

5. Ausrückungen.

Ausrückkupplungen, welche nicht, wie die in Fig. 194—195 gegebene, mittelst Schrauben auf ihren Wellen verschoben werden können, bedürfen zu ihrer Ein- und Ausrückung besonderer Vorrichtungen, der **Ausrückgabeln** oder **Ausrückhebel.**

Bei der Anordnung Fig. 207—208 ist in die ringförmige Nuth der Kupplung ein zweitheiliger Ring eingelegt. An den cylindrischen Theilen der eingeschraubten Stahlschrauben fassen die Augen der Gabel an. Für den Ausschlag, bezüglich die hierbei bewirkte Verkürzung der Gabel in den äussersten Stellungen ist der nöthige Spielraum zwischen Ring und Welle zu lassen, damit keine Klemmungen eintreten.

In anderer Weise erlangt man diesen Spielraum, indem man das Loch im Drehpunkt der Gabel oder besser die Löcher in den Gabelenden länglich macht. Anstatt des vollständigen Ringes benutzt man wohl zuweilen auch nur zwei Backen, die aus Gusseisen oder Stahl als kurze Ringtheile gebildet sind.

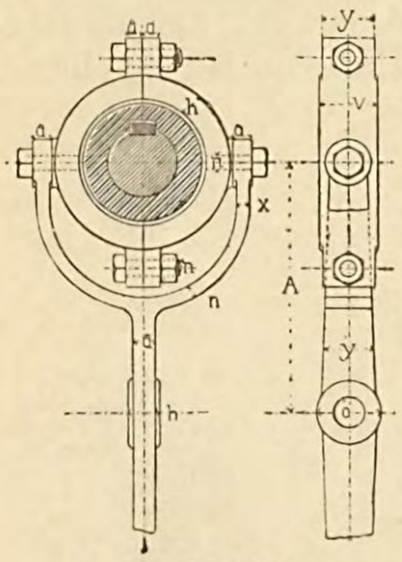


Fig. 207—208.

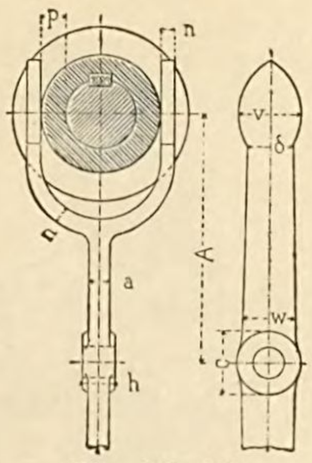


Fig. 209—210.

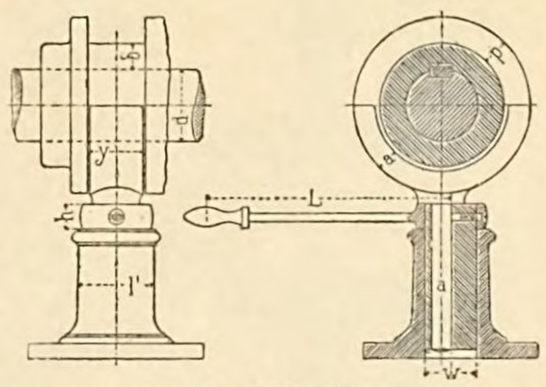


Fig. 211—212.

Bei sehr einfachen Anordnungen greift die Gabel direct in die Nuth ein; die blattartig gestalteten Gabelenden sind zu härten (Fig. 209—210).

Für starke Transmissionen setzt man an die Stelle der Gabel Hebel, die auf gemeinschaftlicher Welle sitzen. Die verwendeten gusseisernen Backen tragen zuweilen Schmiergefässe.

Bei nur geringer Verschiebung, wie sie bei Frictionskupplungen verlangt wird, eignet sich die Construction Fig. 211—212. Die cylindrische Verlängerung des Halbringes sitzt excentrisch und drehbar in einem Zapfen, der mittelst Handhebels in einem entsprechenden Gestelle gedreht werden kann.

Tabelle über Dimensionen der Ausrückungen und Kupplungen.

Nr.	d	$0{,}9d$ d_1	$1{,}2d$ d_k	$0{,}35d + 10$ mm δ	$d + 1{,}5\delta$ f	$d + 2\delta$ D	$d + 2{,}3\delta$ N	$d + 2{,}8\delta$ D_2	$d + 4\delta$ D_s	$d + 6\delta$ D'	$d + 6{,}6\delta$ G	$d + 7\delta$ $D_1 = D_e$	$d + 8{,}4\delta$ T	$d + 10\delta$ Da	$0{,}2\delta$ m	$0{,}25\delta$ e	$0{,}4\delta$ x	$0{,}5\delta$ $r = n$	$0{,}6\delta$ a	$0{,}66\delta$ a'	$0{,}7\delta$ p
1	30	27	36	21	62	75	78	98	115	156	168	180	206	240	4	5	8	10	13	14	15
	35	31	42																		
2	40	36	48	25	78	95	97	110	140	190	205	215	250	290	5	6	10	12	15	16	17
	45	40	54																		
3	50	45	60	28	92	110	114	128	165	218	235	250	285	330	5	7	11	14	17	18	20
	55	50	66																		
4	60	54	72	32	108	125	134	150	190	252	272	285	330	380	6	8	13	16	19	21	22
	65	59	78																		
5	70	63	84	35	122	145	156	168	210	280	301	315	364	420	7	9	14	18	21	23	24
	75	67	90																		
6	80	72	96	40	140	160	172	192	240	320	344	360	416	480	8	10	16	20	24	26	28
	85	76	102																		
7	90	81	108	45	158	180	194	216	270	360	387	405	468	540	9	11	18	23	27	30	31
	95	85	114																		
8	100	90	120	50	175	200	215	240	300	400	430	450	520	600	10	12	20	25	30	33	35
	110	99	132																		
9	120	108	144	55	200	230	246	274	340	450	483	505	582	670	11	14	22	28	33	36	38
	130	117	156																		
10	140	126	168	60	230	260	278	308	380	500	536	560	644	740	12	15	24	30	36	40	42
	150	135	180																		
11	160	144	192	65	260	290	310	342	420	550	589	615	706	810	13	16	26	33	40	43	45
	170	153	204																		
12	180	162	216	70	300	330	350	386	470	610	652	680	780	890	14	18	28	35	45	50	49
	190	171	228																		
	200	180	240																		

Gewichte der Kupplungen.

Nr.	Scheiben-kupplungen	Schalen-kupplungen	Sellers'sche Kupplungen	Hook'sche Schlüssel	Zahn-kupplungen	Muffen-kupplungen
1	8,9 8,7	9,07 8,82	9,6 9,4	14,52 14,23	9,2 8,9	6,93 6,63
2	18,5 18,0	14,92 14,50	15,8 15,4	25,16 24,69	16,4 15,8	10,13 9,69
3	25,5 24,5	21,91 21,34	21,5 20,9	38,95 38,09	23,7 22,9	16,34 15,68
4	37,7 36,9	32,52 31,74	31,6 30,7	57,59 56,65	36,0 35,0	21,72 20,88
5	50,5 49,5	43,65 42,66	40,5 39,4	84,30 83,15	48,0 46,8	30,46 29,40
6	75,0 73,6	64,60 63,34	60,8 59,5	113,56 112,09	71,0 69,3	42,68 41,33
7	106,2 104,3	93,31 91,58	86,2 85,0	160,06 158,19	103,1 101,0	55,97 54,35
8	145,5 141,4	129,57 125,51	118,5 115,0	214,10 209,35	139,2 133,9	73,88 69,88
9	213,0 207,7	172,38 166,29	154,7 150,0	— —	193,0 186,0	106,05 100,62
10	268,0 261,4	226,05 219,35	193,9 188,0	— —	221,2 212,3	157,00 150,00
11	348,3 340,0	291,0 283,5	240,8 233,5	— —	342,0 331,0	208,66 199,70
12	532,3 521,5 510,3	430 423 415	372,2 362,6 352,5	— — —	543,8 529,6 514,7	319,00 307,50 296,00

Dimensionen und Gewichte der Muffenkupplungen.

Nr.	Wellen-durchmesser d	δ $15+0{,}4\delta$	D $d+2\delta$	L 6δ	S $1{,}5\delta$	s $5+0{,}15\delta$
1	30 35	28	90	170	40	8
2	40 45	32	105	190	50	10
3	50 55	36	125	220	55	10
4	60 65	40	140	240	60	12
5	70 75	44	160	260	65	12
6	80 85	48	180	290	70	13
7	90 95	52	200	310	80	13
8	100 110	57	220	340	90	13
9	120 130	65	250	390	100	16
10	140 150	72	290	430	110	16
11	160 170	80	320	480	120	16
12	180 190 200	90	370	540	135	20

(Mit Ausnahme der Muffenkupplung und der Motorenkupplung von Riedinger.)

$0{,}75\delta$	$0{,}9\delta$	$1{,}1\delta$	$1{,}2d$	$1{,}4\delta$	$1{,}5\delta$	$1{,}6\delta$	$1{,}8\delta$	2δ	$2{,}2\delta$	$2{,}5\delta$	3δ	$3{,}5\delta$	4δ	$4{,}4\delta$	$5{,}5\delta$	$5{,}6\delta$	6δ	7δ	8δ	$10{,}4\delta$	$11{,}4\delta$	21δ
h	t	o	y	v	w	z	c	b	S'	C'	l'	l_1	C	S	g	u	q	A	L	B	F	E
16	19	22	25	29	31	34	38	42	46	52	63	75	85	90	115	118	126	147	168	218	239	441
19	23	27	30	35	38	40	45	50	55	62	75	88	100	110	138	140	150	175	200	260	285	525
21	25	30	34	39	42	45	50	56	62	70	84	100	115	125	154	156	168	196	224	291	319	588
24	29	35	38	45	48	51	58	64	70	80	96	112	130	145	176	180	192	224	256	333	301	672
27	32	40	42	49	52	56	63	70	77	88	105	122	140	155	192	196	210	245	280	364	400	735
30	36	45	48	56	60	64	72	80	88	100	120	140	160	180	220	224	240	280	320	416	456	840
34	40	50	54	63	68	72	81	90	99	112	135	158	180	200	248	252	270	315	360	468	512	945
37	45	55	60	70	75	80	90	100	110	125	150	175	200	220	275	280	300	350	400	520	570	1050
38	50	60	66	77	82	88	99	110	121	138	165	192	220	240	302	308	330	385	440	572	627	1155
45	54	65	72	84	90	96	108	120	132	150	180	210	240	265	330	336	360	420	480	624	684	1260
49	60	70	78	91	98	104	117	130	143	162	195	228	260	290	358	364	390	455	520	676	740	1365
52	63	80	84	98	105	112	126	140	154	175	210	262	280	310	385	392	420	490	560	728	798	1470

6. Herstellungskosten der Kupplungen.

Ausbohren, Drehen und Poliren
einer gewöhnlichen Muffenkupplung kostet: $\mathfrak{M} = -10 + 3{,}02\,d$,
einer Scheibenkupplung: $\mathfrak{M} = -60 + 3{,}75\,d$.

Für die anderen Kupplungen ist es wegen Verschiedenheit der Ausführungen unräthlich, bestimmte Berechnungsformeln aufzustellen.

H. Lager.

Die Lager bilden diejenigen Constructionstheile, welche zum Tragen und Stützen der Zapfen von Achsen und Wellen bestimmt sind. Bei vollständig ausgebildeten Lagern finden sich folgende Theile: die Schalen, zumeist aus harter und politurfähiger Metallcomposition bestehend; der aus Gusseisen hergestellte Lagerkörper (Rumpf und Deckel); ferner die gusseiserne Fundamentplatte und endlich Verbindungstheile (Schrauben, Keile). Bei vereinfachten und deshalb unvollkommeneren Constructionen fehlt der eine oder andere dieser genannten Bestandtheile.

Die Grösse der Lager richtet sich nach dem Durchmesser d der Zapfen, welche sie stützen sollen; doch verwendet man nicht für jeden Zapfen ein besonderes Lager, sondern giebt — um mit einer geringen Anzahl Modellen ausreichen zu können — den Zapfen von nicht allzugrosser Durchmesserdifferenz das gleiche Lager und stellt nur die Bohrung der Schalen verschieden her. (Vergl. die folgenden Tabellen.) Die Abmessungen werden nach gewissen, der Praxis entnommenen Verhältnisswerthen ausgeführt, wobei meist der Lagerschalendurchmesser als Bezugseinheit gewählt wird.

Bei der Construction der Lager ist nicht allein die Stabilität und Festigkeit maassgebend, sondern in viel höherem Grade der Umstand, dass dieselben entsprechend ihrer Masse und ihrem Gewichte Vibrationen aufnehmen und nur wenig oder gar nicht weiterleiten. Aus diesem Grunde giebt man Zapfen, welche rasch laufen, Erschütterungen und Stösse auszuhalten haben, schwere Lager, solchen, die ruhig gehen, leichtere; aus gleichem Grunde bedürfen Wellzapfen von starken Dimensionen (etwa von 120 mm aufwärts) leichterer Lager, da sie stets einen langsamen und dabei ruhigen Gang aufweisen.

Die an Lager zu stellenden Forderungen sind: sichere Führung der Welle, Vermeidung der raschen Abnutzung, bequemes Nachstellen nach der Abnutzung, zuverlässige und hinreichende Schmierung. Sämmtliche Lager, deren neueste und zweckmässigste Anordnungen meist von amerikanischen Constructeuren herrühren, theilt man in Traglager oder Lager für Tragzapfen und in Stützlager oder Stützzapfenlager.

1. Lager für Tragzapfen.

Hauptregel für deren Construction und Anordnung ist, dass die herrschenden Drücke in die Lagerschale gerichtet seien und die Schalenfugen ganz oder nahezu senkrecht zur Richtung des Zapfendruckes angeordnet werden.

Lagerschalen. Die hierzu verwendeten Materialien sind hauptsächlich Bronze, Weissmetall oder ähnliche Compositionen, zuweilen auch Pockholz und Gusseisen. Wohlbewährte Recepte für Lagermetallcompositionen sind (die Verhältnisszahlen geben Gewichtstheile an):

Für Weissmetall (nach v. Reiche): 8 Kupfer, 80 Zinn, 12 Antimon, oder (nach Mittheilung des Engineering) 30 Kupfer, 70 Antimon.

Für Rothguss (nach v. Reiche): 83 Kupfer, 4 Zink, 9 Zinn, 4 Blei; (nach anderer Angabe): 83 Kupfer, 15 Zinn, 1,5 Zink, 0,5 Blei.

Gusseisen benutzt man in neuerer Zeit häufiger zu Lagerschalen, macht letztere dann sehr lang, damit der Flächendruck gering werde und sich immer eine Oelschicht zwischen Welle und Schale erhalten kann, welche die Abnutzung auf ein Minimum herabzieht.

Eine Härtung der Gussschalen ist zuweilen rathsam und bedient man sich hierzu einer Mischung von 10 Gewichtstheilen Wasser, 1,08 Gewichtsth. Schwefelsäure und 0,065 Gewichtsth. Salpetersäure. Das zu härtende Gussstück wird kirschrothwarm gemacht und ist beim Erhitzen jede Oxydation desselben zu verhüten.

Es müssen die Lagerschalen genau in den Lagerkörper eingepasst und gegen die Möglichkeit des Umschleppens versichert werden. Dies erreicht man durch die aus folgenden Fig. 213—220 ersichtlichen Schalenconstructionen.

Wo das Einpassen von Hand geschieht, ist die Anwendung von Lagerschalen mit achteckigen äusseren Arbeitsflächen empfehlenswerth (Fig. 213—214). Sie sollen mit diesen Flächen genau anliegen und müssen immer genau in der Position erhalten werden, für welche sie eingepasst sind. Für die Einpassung mittelst Maschinen eignet sich sehr wohl die Anwendung kurzer Schildzapfen, welche cylindrisch abgedreht und in die genau gebohrten Löcher des Lagerkörpers und Deckels eingesetzt werden (Fig. 215 u. 216). Die konische Gestalt der Schildzapfen ist verwerflich.

Zuweilen findet man auch den oberen Schildzapfen bis zur Aussenseite des Deckels verlängert und daselbst vernietet; in ihm ist zugleich der Oelcanal ausgespart.

Die Lagerschale Fig. 217—218 besitzt zwei seitliche Lappen, welche durch Hand in die entsprechenden Vertiefungen einzupassen sind.

Weissmetallene Schalen werden so hergestellt, dass in gusseiserne oder bronzene Pfannen das leichtflüssige Metall eingegossen wird. Eine solche Schale zeigen Fig. 219 und 220; die Pfanne besitzt drei ringförmige und ebenso viele parallel zur Axe eingearbeitete Nuthen. Sämmtliche Schalen bedürfen ausser dem Oelcanal besonderer eingearbeiteter Oelnuthen (Fig. 215), welche für eine gleichmässige Vertheilung über den Zapfen sorgen. Die Dicke und Klebrigkeit des Schmieröles soll mit dem grösseren Druck der sich reibenden Flächen und mit der geringeren Geschwindigkeit des Zapfenumlaufes zunehmen. Man verwendet ungereinigtes Rüböl, auch Mineralöle.

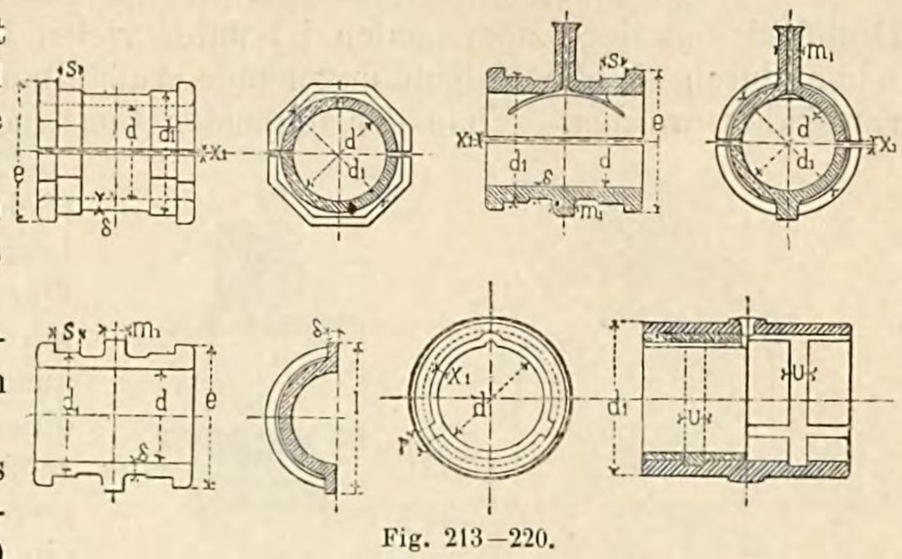


Fig. 213—220.

a. Stehlager.

Das einfache Stehlager (Fig. 221—224) verwendet man für Wellen von 30—120 mm Durchmesser. Der Lagerdeckel greift — wie dies immer der Fall sein sollte — in den Lagerrumpf ein, um die Schrauben vor seitlich wirkenden Kräften zu bewahren, und ist mit Arbeitsleisten, selten mit vollen Flächen in jenen eingepasst. Die Deckelschrauben haben im Lagerrumpf versenkte viereckige Köpfe. Der Lagerkörper steht auf einer im Fundament vergossenen und verschraubten Fundamentplatte und ist am zweckmässigsten durch Fundamentanker (Fussschrauben) von den Formen der Fig. 79 u. 84 darauf befestigt, welche man bei festliegender Fundamentplatte einbringen und auswechseln kann. Die allseitige Verschiebung zum Zweck der genauen Einstellung des Lagers gestatten die unter rechtem Winkel sich kreuzenden Langlöcher in Fundamentplatte und Lager. Etwa auftretende, auf Abscherung wirkende Kräfte nehmen an der Fundamentplatte angegossene Nasen auf, wenn nach der Montirung zwischen sie und den Lagerkörper Stahlkeile eingetrieben werden. Die Lagersohle ruht mit ihren Arbeitsleisten auf entsprechenden der Fundamentplatte, welche ihrerseits mit platter oder ebenfalls mit Arbeitsleisten versehener Grundfläche auf dem Fundament liegt. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ m.

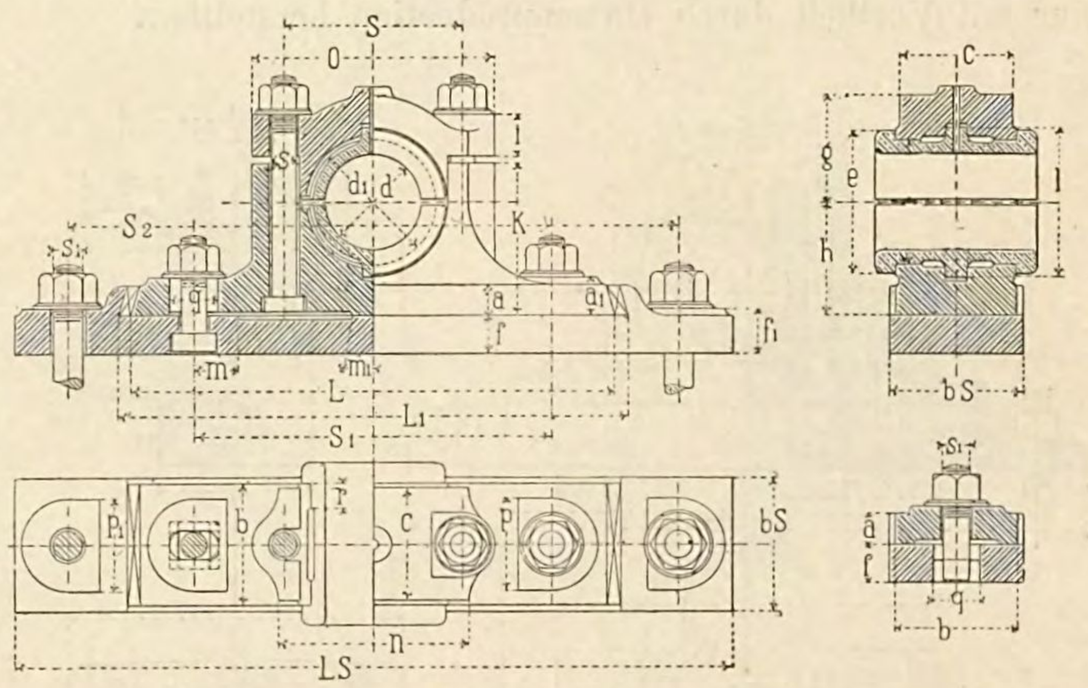


Fig. 221—224.

Grosses Stehlager (Fig. 225—228), mit je vier Deckel- und Fussschrauben. Es ist für die Fälle construirt, wo Wellen besonderen Stössen und Erschütterungen ausgesetzt sind, oder für besonders kräftige

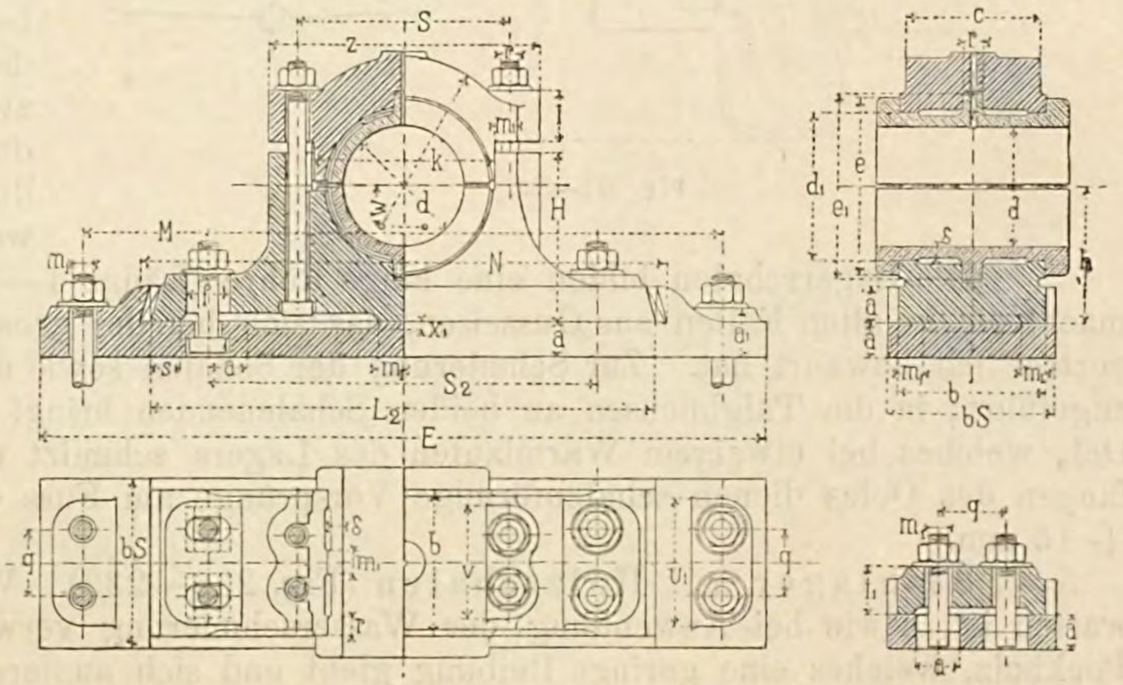


Fig. 225—228.

Wellen (von 120—300 mm Durchmesser). Bei Kurbellagern und solchen, die rüttelnden Bewegungen ausgesetzt sind, ist es rathsam, den Deckelschrauben eine Sicherung (durch Gegenmuttern) zu geben. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Kugelzapfenlager gewähren der gestützten Welle eine bedeutende Beweglichkeit. Eine gewisse Drehfähigkeit der Lagerschalen ist unter vielen Umständen dem starren Festliegen derselben vorzuziehen, ndem durch sie die Folgen ungenauer Aufstellung (wie die Reibung infolge von Klemmungen) möglichst vermindert werden. Viele der folgenden Constructionen genügen dieser Forderung.

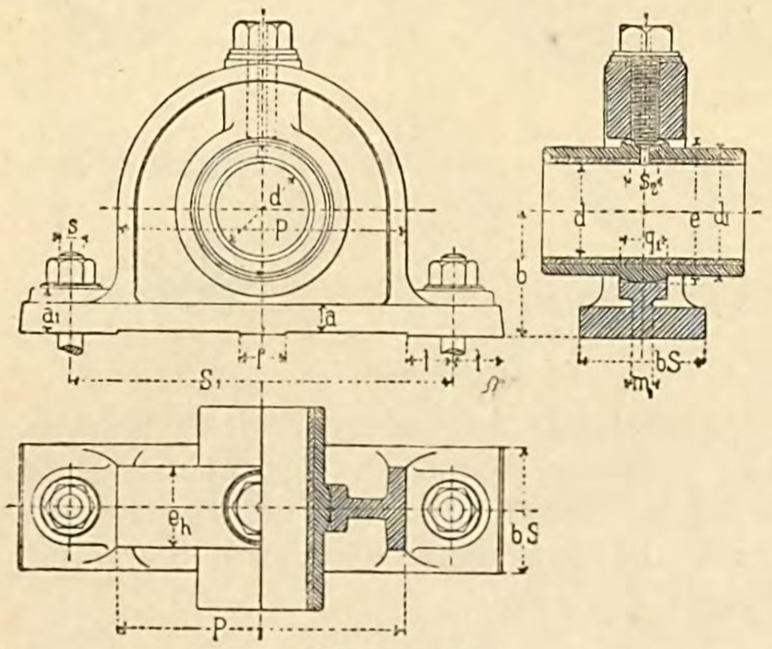


Fig. 229—231.

Das geschlossene Lager mit beweglicher Schale (Schönherr'sches Lager mit geringer Modification der Sohlplatte) besteht aus einem ringförmigen Lagergehäuse von I förmigem Querschnitte (Fig. 229—231). Die innere Nerve des Ringes, fast um die Hälfte schmäler als die äussere, ist genau cylindrisch ausgedreht. In diese legt sich die mit einer wulstartigen, einen Kugelabschnitt bildenden Verdickung versehene Lagerschale ein, die allseitig bearbeitet und mit Composition ausgegossen wird. Die Vertiefung, in welche die Stellschraube eingreift, muss, um eine gewisse Beweglichkeit gestatten zu können, weiter sein als das konische Ende der Stellschraube, welche letztere mit ihrer Durchbohrung die Oeleinführung übernimmt. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Die erwähnte Beweglichkeit der Lagerschalen besitzen noch in weit höherem Grade die rühmlichst bekannten Lager den Maschinenfabrik von W. Sellers & Comp. in Philadelphia. Dieselben erfordern bei ihren verhältnissmässig schwachen Formen einen vorzüglichen Guss und zu ihrer exacten Herstellung gute Werkzeugmaschinen, sind daher nur mit Vortheil durch Massenproduction herstellbar.

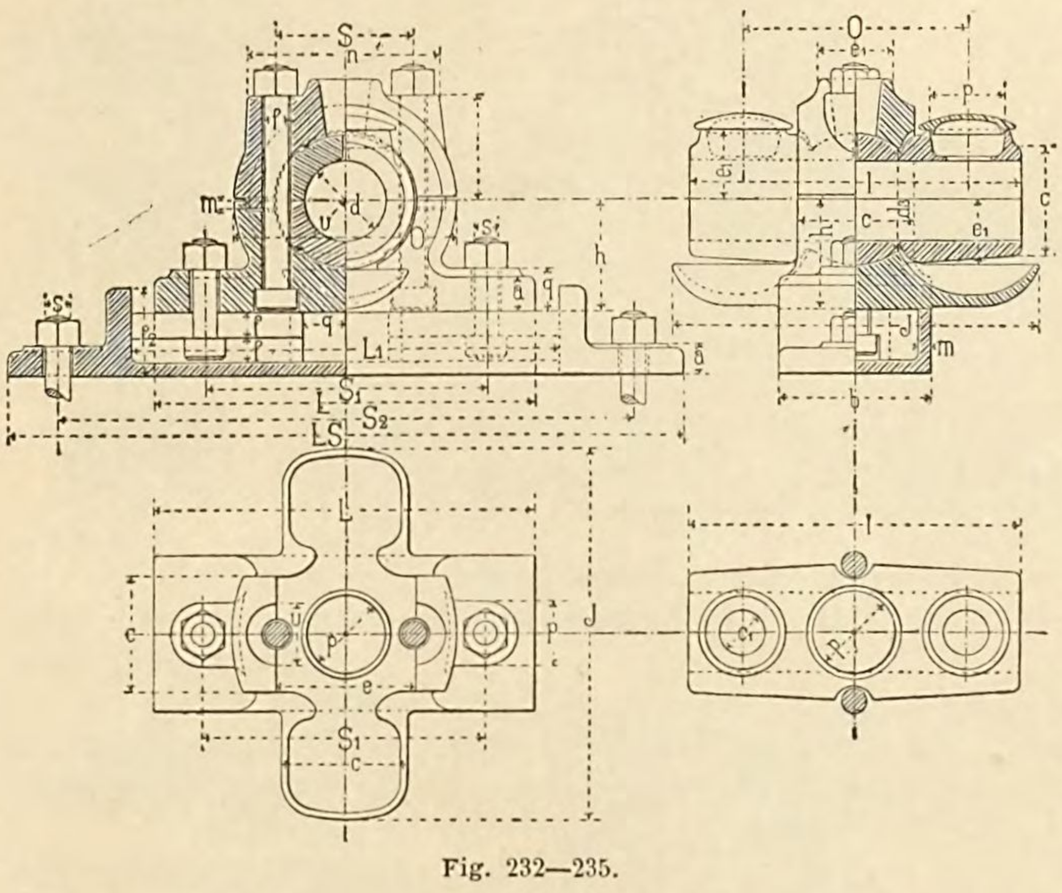


Fig. 232—235.

Stehlager von Sellers (Fig. 232—235). Seine Sohlplatte ist an der unteren Fläche geschlossen und eben; in einen Schlitz derselben, der durch zwei in der Längsrichtung des Lagers laufende Vorsprünge gebildet wird und in der Mitte zum Einbringen der Fussschrauben eine geeignete Unterbrechung hat, werden diese letzteren mit ihren Köpfen eingeschoben und gehalten. Der Lagerkörper besteht aus einem zweitheiligen Ringe, an dessen unteres Ende die Fussplatte angegossen ist. Die obere Hälfte des Ringes (der Lagerdeckel) legt sich fest in die untere ein, indem zwei halbkreisförmige Vorsprünge, welche ihr Centrum je im Schraubenmittel haben, in genau gearbeitete Vertiefungen eingreifen. Den festen und soliden Zusammenhalt bewirken zwei Schrauben. In die kugelförmige Höhlung legt sich die mit genau passenden Kugelflächen versehene zweitheilige Lagerschale, deren Hälften theils durch den Zapfen, welchen sie aufnehmen, theils durch das einschliessende Gehäuse gehalten werden.

Die Lagerschalen bilden eine lange Röhre (Länge $4—5\,d$) und sind flach aufeinander gelegt. Man macht sie in allen Fällen aus Gusseisen, das sich bei der grossen Auflagefläche und bei guter Schmierung vortrefflich bewährt hat. Zur Schmierung der Schalen sowie der Kugelflächen wird von der Mitte aus Oel zugeführt; in die Talgbüchsen an beiden Schalenenden bringt man ein consistentes Gemenge von Talg und Oel, welches bei etwaigem Warmlaufen des Lagers schmilzt und so jedes Anfressen verhütet. Zum Auffangen des Oeles dienen schalenförmige Vorsprünge am Fuss des Lagerkörpers. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 15$ mm.

Stehlager mit Holzschalen (Fig. 236—239). Wo eine sorgfältige Behandlung nicht zu erwarten ist, sowie bei Anwendung der Wasserschmierung verwendet man Lagerschalen aus Guajack- oder Pockholz, welches eine geringe Reibung giebt und sich ausserordentlich dauerhaft erweist. Die linke Seite der Fig. 236 zeigt die Werner'sche Anordnung mit schwalbenschwanzförmigen eingesetzten Pockholzschalen,

welche ein genaues Einpassen erfordern. Etwas leichter und einfacher ist die Einpassung der Schalen in das kastenförmige Gehäuse bei der anderen Construction (Fig. 236—237). Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

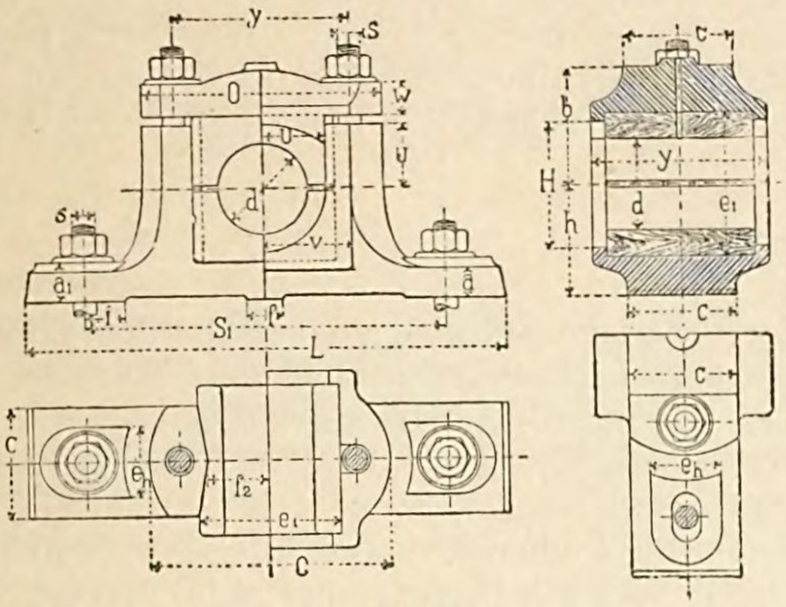


Fig. 236—239.

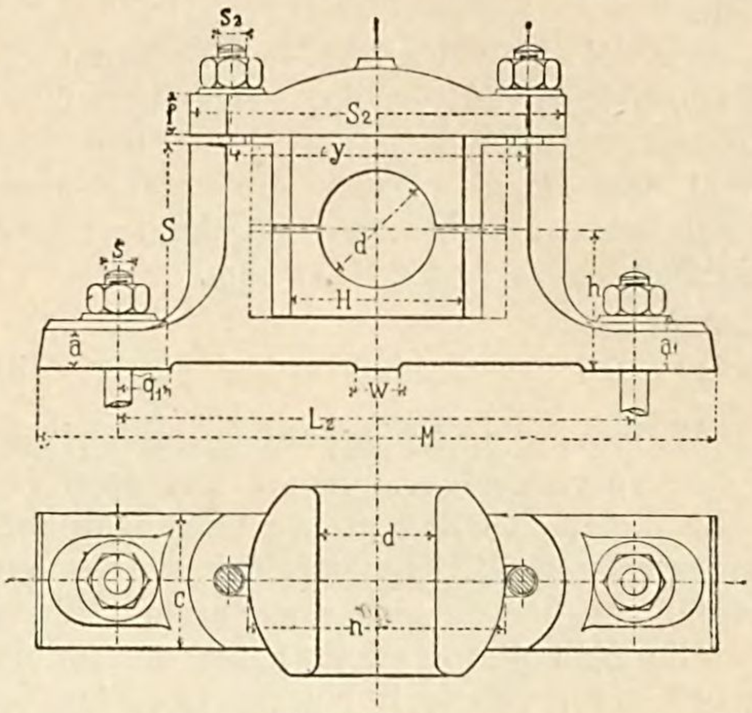


Fig. 240—241.

Bei Anwendung von Pockholzschalen empfiehlt sich auch die Construction, die zuerst in England angewendet und durch v. Reiche in Deutschland bekannt wurde, eine Construction, die bei Anwendung von Metallschalen kaum eine Zukunft haben wird.

Stehlager mit Holzschalen nach v. Reiche (Fig. 240—241). Die cylindrische Aussenform der Lagerschalen ist nicht conaxial zur Bohrung, vielmehr senkrecht zu ihr gestellt, sodass sich dementsprechend die Schalen um eine Axe senkrecht zur Wellenaxe drehen können. Die cylindrische Form ist hier leicht herzustellen, die Schwierigkeit des Einpassens fällt weg; endlich ist die Möglichkeit geboten, nach erfolgtem Auslaufen der Schalen durch Unterlegen von Papier- oder Blechstreifen das Zapfenmittel wieder auf die ursprüngliche Höhe bringen zu können. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Werden Transmissionswellen durch Mauern von Gebäuden hindurchgeführt, so bringt man in den hierzu erforderlichen Aussparungen Mauerkasten (Fig. 242 und 243) an, und in ihnen Stehlager von beliebigen Formen.

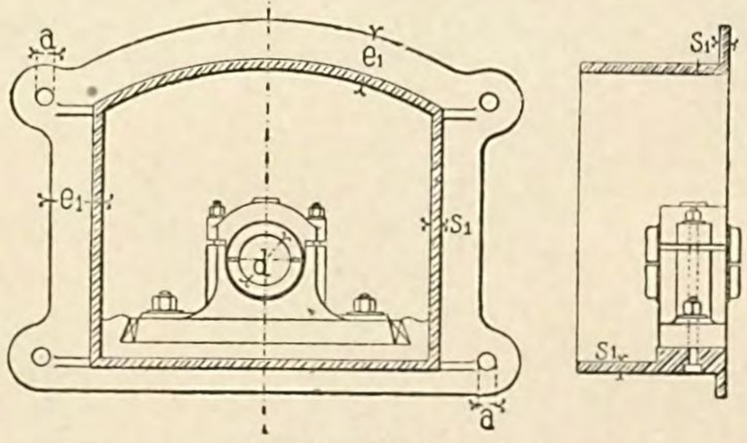


Fig. 242—243.

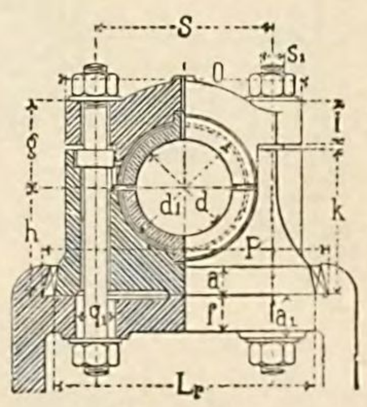


Fig. 244.

Wo für die Längendimension der nach gewöhnlicher Art construirten Lager kein Raum vorhanden ist, wird der Lagerfuss abgekürzt, die Fussschrauben fallen fort und es entsteht das Rumpflager in der durch Fig. 244 abgebildeten Form. Die Deckelschrauben übernehmen zugleich die Stelle der Fussschrauben; sie erhalten an beiden Enden Schraubengewinde und zwischen diesen je einen viereckigen Bund, welcher den Zusammenhang zwischen Fundament und Rumpf erhält, auch wenn die Deckelmuttern gelöst werden. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

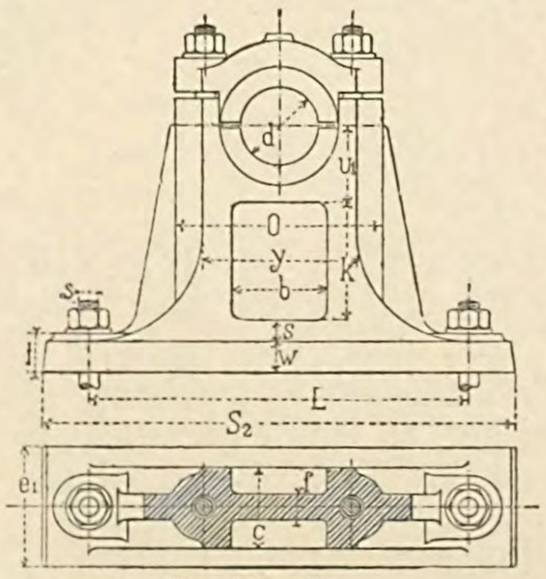


Fig. 245—246.

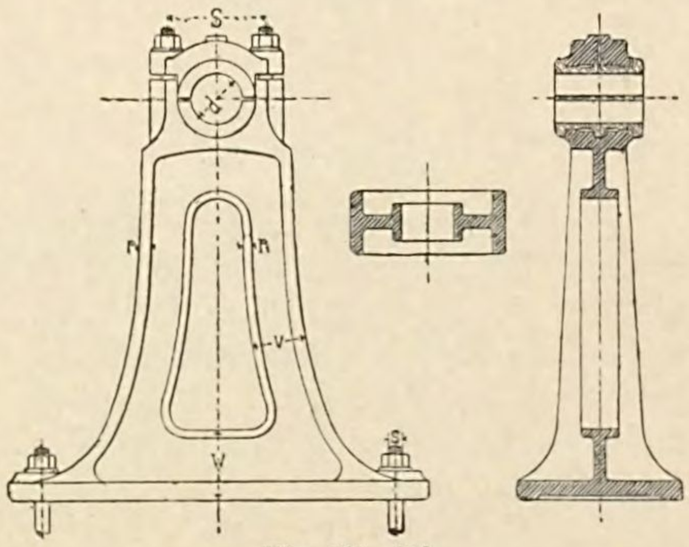


Fig. 247—249.

Zuweilen ist es nicht statthaft, das Fundament soweit zu erhöhen, dass eins der aufgeführten Stehlager verwendbar wäre. Man muss dann zu einem der erhöhten Lager oder zu einem der Bocklager seine Zuflucht nehmen, wie solche in den nebenstehenden Figuren abgebildet sind.

Erhöhtes Stehlager (Fig. 245—246). Dasselbe lässt sich in drei Modificationen ausführen und zwar mit Aussparung und voller Grundplatte (in welchem Falle die Deckelschrauben mit Querkeilen in dem Lagerkörper befestigt werden) oder mit U förmigem Querschnitt, wobei die Grundplatte ebenfalls voll,

die eine Stirnwand weggenommen und die andere ohne Aussparung ausgeführt wird, oder endlich als vollständige Hohlgussform mit vollen Stirnwänden und ausgenommener Grundplatte. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Bocklager (Fig. 247—249) nennt man diejenigen Stehlager, bei denen das Lagerschalmittel über $4—5\,d$ von der Sohle absteht. Der Rippenguss war für den Bock der früher am meisten gebräuchliche; neuerdings verwendet man, um glatte Stirnwände zu erhalten, auch hier Guss von Uförmigem Querschnitt oder Hohlguss. Man befestigt die Deckelschrauben mittelst Querkeile im Rumpf oder schraubt sie ein (das Eingiessen ist nicht zu empfehlen). Die Anzahl der Fussschrauben soll nicht unter vier betragen. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

b. Consollager.

Während die Stehlager stets auf horizontalliegender Unterlage aufruhen, finden die Consollager ihre Befestigung an verticalgerichteten. Der eigentliche Lagerkörper gleicht dem des Stehlagers oder dem Rumpflager. Er findet sich angegossen oder angeschraubt an dem Träger (Consol), welcher mit der Wandplatte zusammengegossen ist. Letztere ist gewöhnlich mit 4 Schrauben, die durch die Wand reichen und unter den Köpfen am bestem eine gemeinsame Widerdruckplatte besitzen, befestigt.

Die Wandplatte erhält häufig am unteren und oberen Ende über die ganze Breite verlaufende Vorsprünge (Nasen), welche in Nuthen der Wand eingreifen, und wird mit Cement oder Schwefel untergossen. Zweckmässiger noch ist eine Holzunterlage zwischen Platte und Wand von etwa 60—120 mm Dicke, welche vermöge ihrer Elasticität sich zwischen beide fest einlegt und die Stellung sicherer erhält als der Unterguss.

Consollager (Fig. 250—254). Das Consol ist entweder, wie in der Zeichnung Fig. 250, in Rippenguss oder in Hohlguss oder endlich in Guss von Uförmigem Querschnitt ausgeführt; das Lager ist damit zusammengegossen oder aber aufgeschraubt und dann in horizontaler Richtung verschiebbar. Die Höhlung unter dem Lagerkörper nimmt die Oelschale auf. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

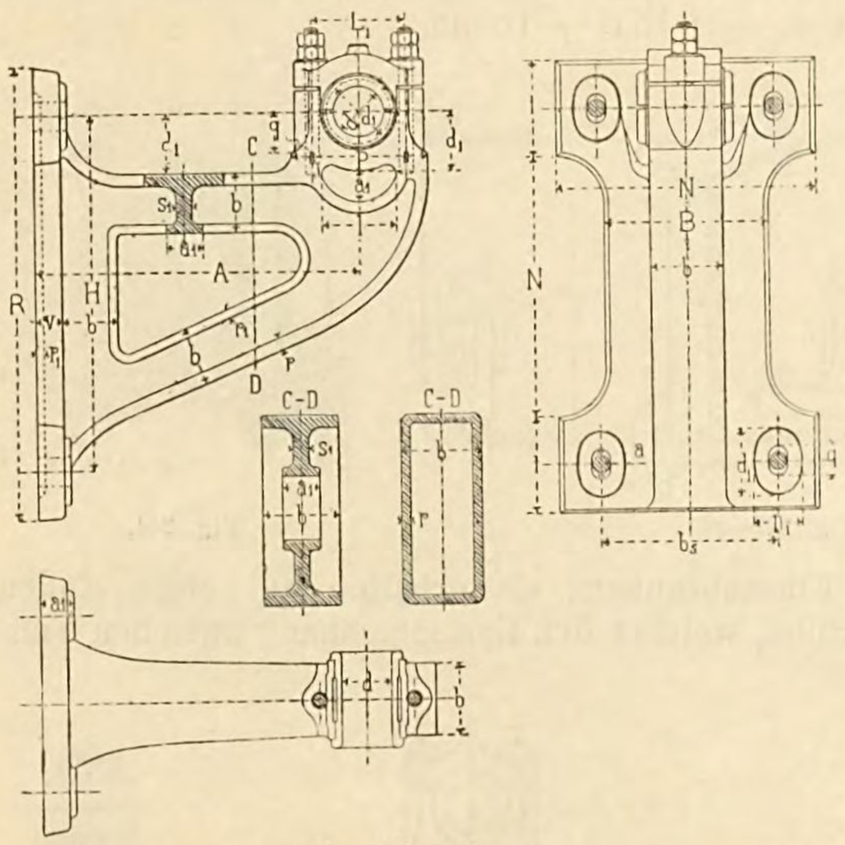


Fig. 250—254.

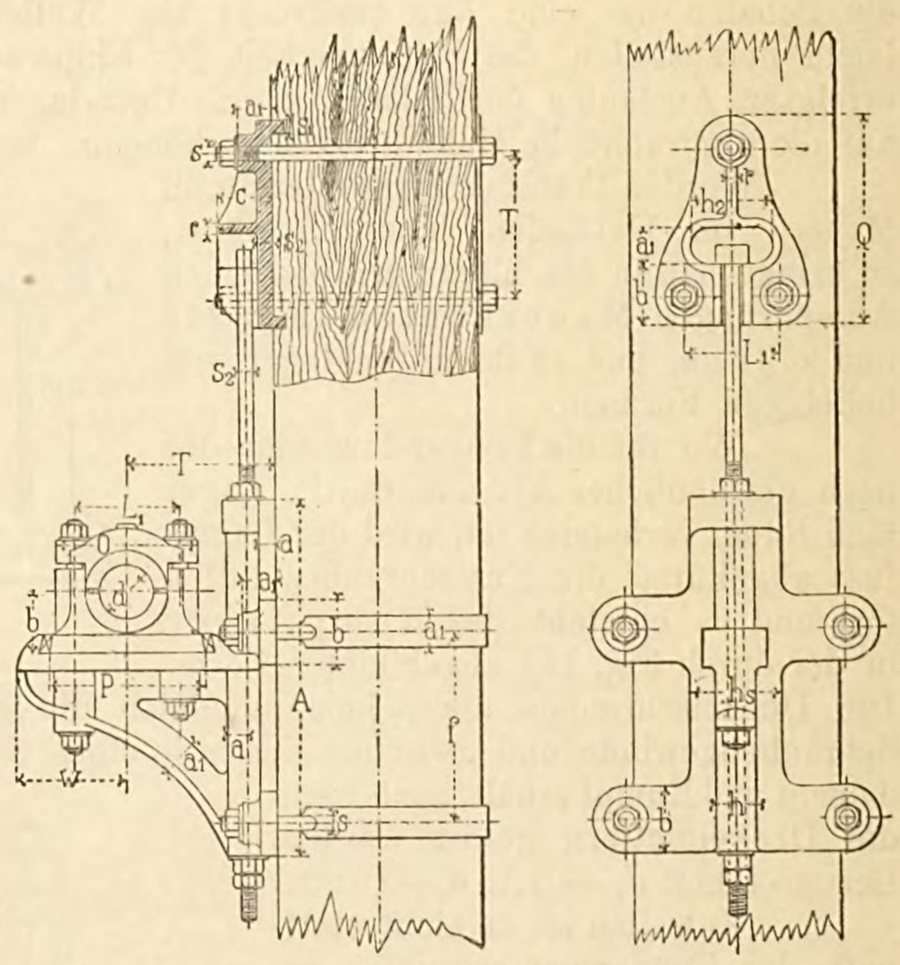


Fig. 255—256.

Consollager zur Befestigung an Säulen (Fig. 255—256). Der Lagerkörper ist in horizontaler Richtung auf dem Consol verschiebbar, letzteres in verticaler Richtung an der Säule; es trägt am hinteren Ende einen röhrenförmigen Anguss, durch den parallel mit der Säule eine Stellschraube geht, welche durch ihren ankerartigen Kopf in dem oberhalb des Lagers an die Säule geschraubten herzförmigen Gussstück gehalten wird. Bei aufwärtswirkenden Kräften müsste eine der oberen ähnliche Anordnung unterhalb des Lagers angebracht werden, um eine Verticalverschiebung zu verhindern. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Consollager von Sellers (Fig. 257—258). Die Consolplatte trägt hier zwei senkrecht übereinander stehende Arme, in welche flache Muttergewinde von geringer Gangtiefe eingeschnitten sind. Hierzu passen zwei hohle Schrauben von grossem Durchmesser, welche an ihren inneren Enden so bearbeitet sind, dass sie die kugelförmig abgedrehten und einfach wie beim Stehlager aufeinander gelegten Lagerschalen-

hälften sicher zwischen sich fassen können. Die verticale Verschiebung bewirkt man durch Drehung der Schrauben, in deren viereckige Endhöhlungen Wendeeisen einzustecken sind; eine Horizontalverstellung gestattet jedoch dieses Lager nicht. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10$ mm.

Stirnlager, Fig. 259—261. Dasselbe ist ebenfalls zu den Consollagern zu rechnen: es besteht aus einem gewöhnlichen Rumpflager, an dessen Fuss parallel mit der Langseite des Lagers eine vertical stehende Wandplatte angegossen ist. Die Deckelschrauben lassen sich bequem von unten einschieben; man befestigt die kleineren dieser Lager durch zwei, die grösseren (bis zu 120 mm ausgeführt) durch vier Wandschrauben. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

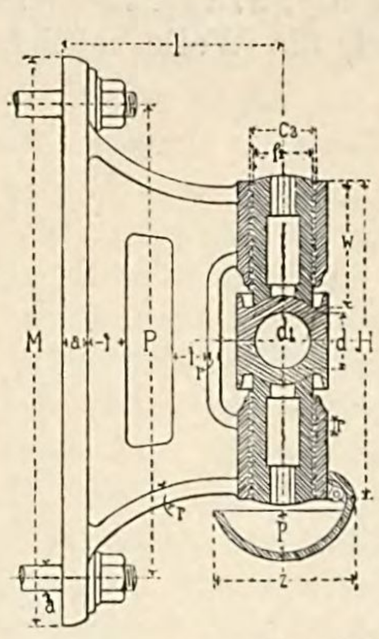
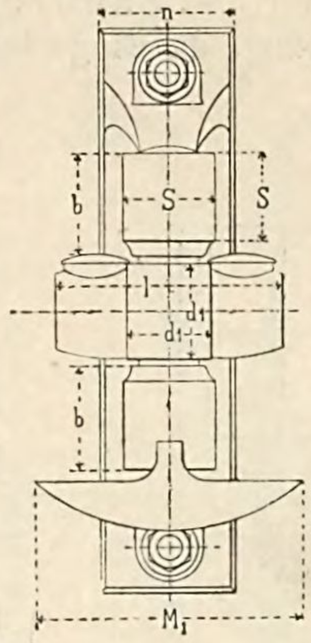


Fig. 257—258.



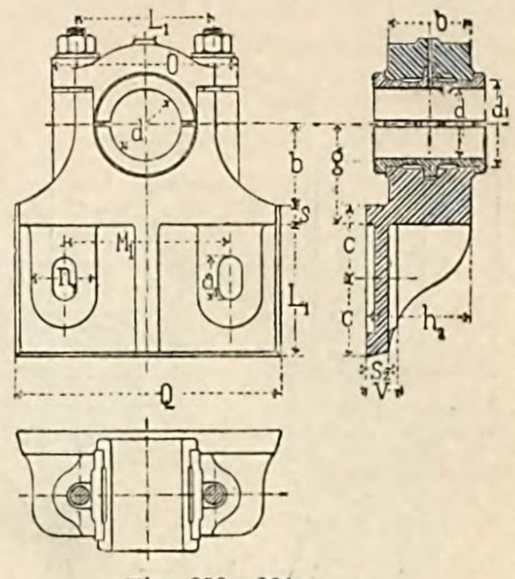


Fig. 259—261.

c. Hängelager.

Neben den Stehlagern finden die Hängelager die weitverbreitetste Verwendung und ist deshalb von ihnen eine grössere Anzahl und zwar meist neuerer Constructionen entstanden. Ihre Befestigung erfolgt an den unteren Seiten horizontal liegender Decken und Balken.

Das Rippenhängelager Fig. 262—265 gestattet das seitliche Herausnehmen der Wellen nach Entfernung des Deckels. Dieser ist mit zwei Schrauben, einer horizontalen, einer verticalen, am Rumpf befestigt; die horizontale Schraube lässt sich bei geringer Abänderung der Construction durch einen querlaufenden Keil ersetzen, der in Verbindung mit der anderen Schraube das Niederdrücken des Deckels bewirkt. Der tragende Theil des Lagers hat den aus Fig. 262 ersichtlichen I-Querschnitt, zuweilen ohne die Aussparung in der Mitte; auch verwendet man hierzu oft Hohlguss. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm.

Das Hängelager nach Reuleaux Fig. 266—267, ein Gabelhängelager, gestattet die Entfernung des Lagerdeckels und die Wegnahme der Welle

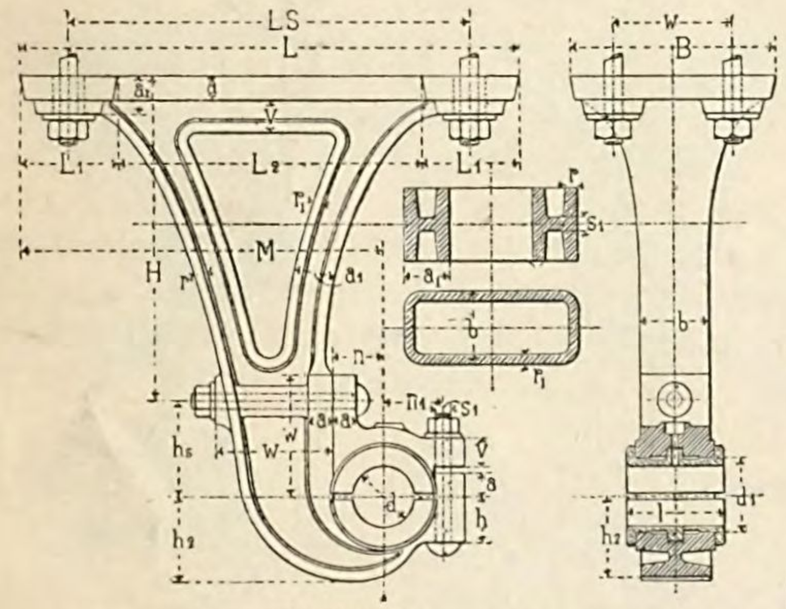


Fig. 262—265.

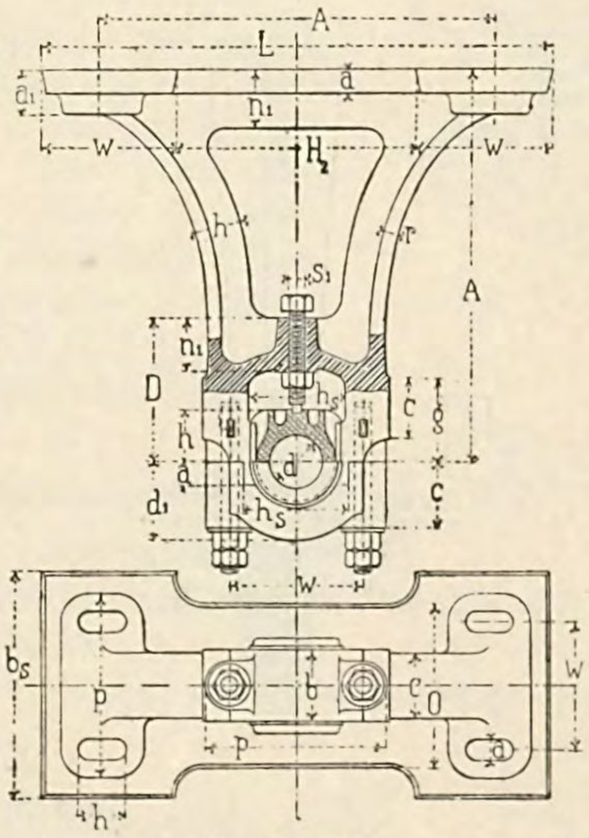


Fig. 266—267.

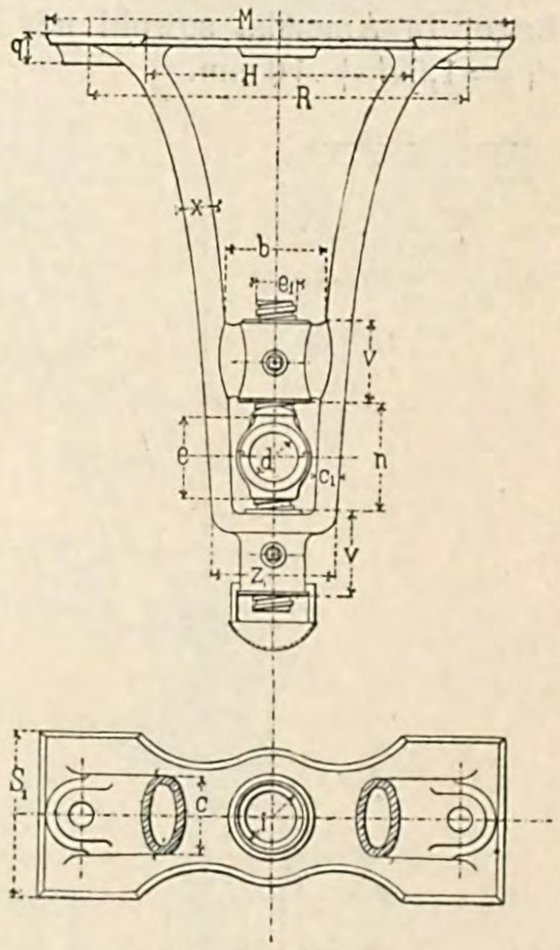


Fig. 268—269.

nach unten. Die untere Schale ruht in dem am Lagerkörper angeschraubten Deckel, die obere wird durch eine Druckschraube niedergehalten. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10$ mm.

Das Sellers'sche Gabelhängelager Fig. 270—272 ist von ganz ähnlicher Einrichtung wie das bereits beschriebene Consollager. Die doppelten Tragarme sind von geschweiftem Rippenguss hergestellt; die zweitheiligen, an den Enden kugelig abgerundeten gusseisernen Schalen werden zwischen zwei flachgängigen Schrauben von grossen Durchmessern gehalten, welche nach der genauen Einstellung durch kleine Druckschrauben gegen Drehung gesichert werden. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10$ mm.

Das Cresson'sche Gabelhängelager Fig. 268—269 ist dem obigen im Principe völlig gleich;

der Hauptunterschied besteht in der grösseren Leichtigkeit, welche durch theilweise schwächere Dimensionen und Hohlguss der Arme erzielt wurde. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10\,\text{mm}$.

Auch das Lager von Edw. Bankroft Fig. 273—275 gleicht dem Sellers'schen in der Grundidee, hat aber vor diesem einen Vorzug, da es gestattet, die Welle seitlich herauszunehmen. Man findet dieses

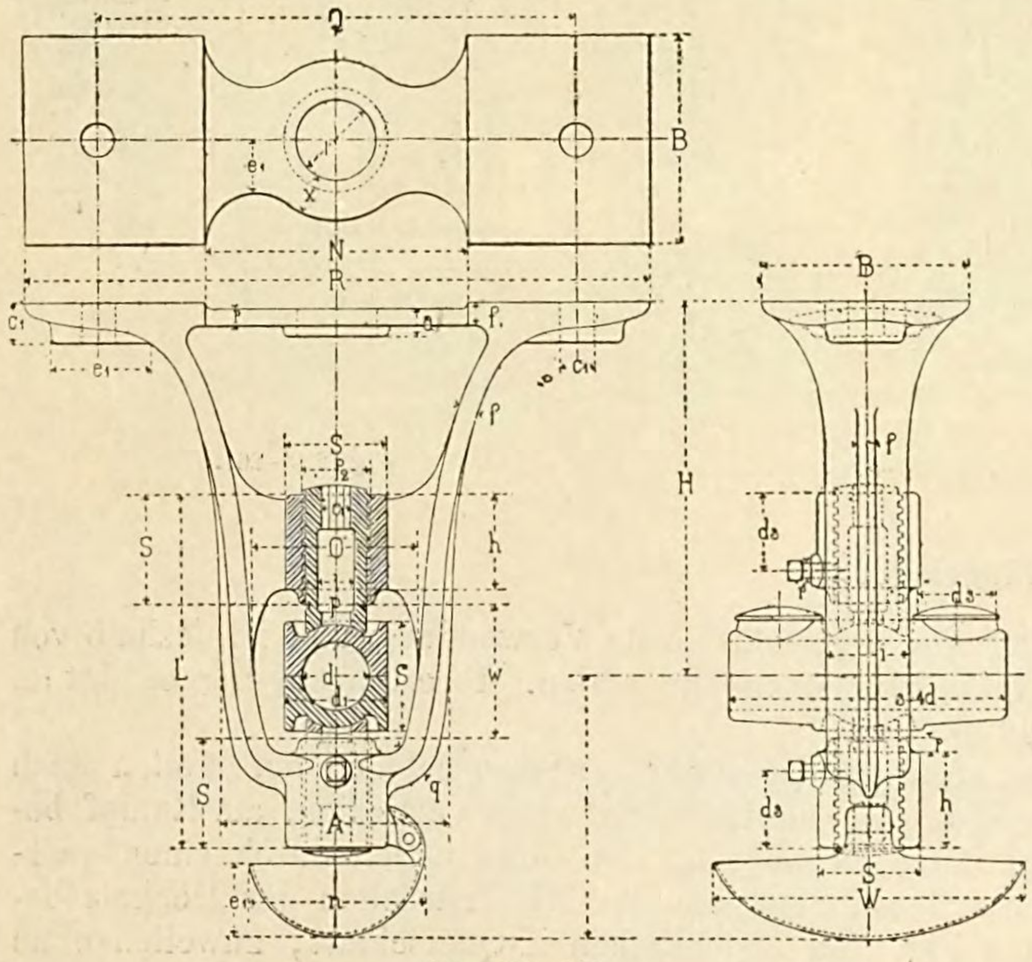


Fig. 270—272.

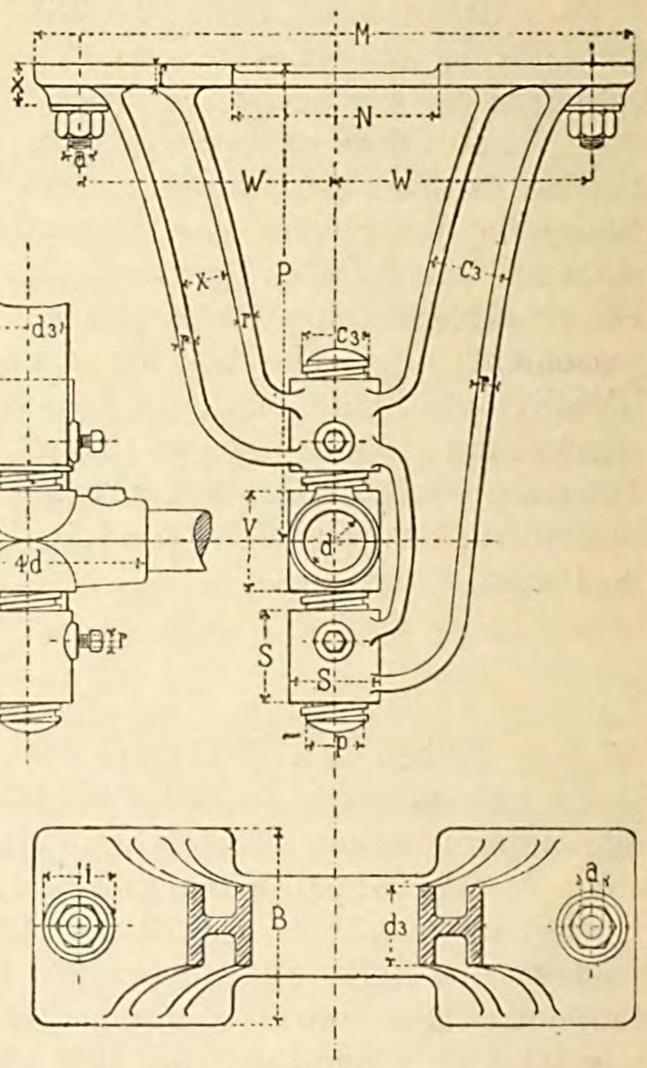


Fig. 273—275.

Lager in Amerika sowohl mit I-förmigem, als auch mit einfachem T-förmigen Querschnitt. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\,d + 10\,\text{mm}$.

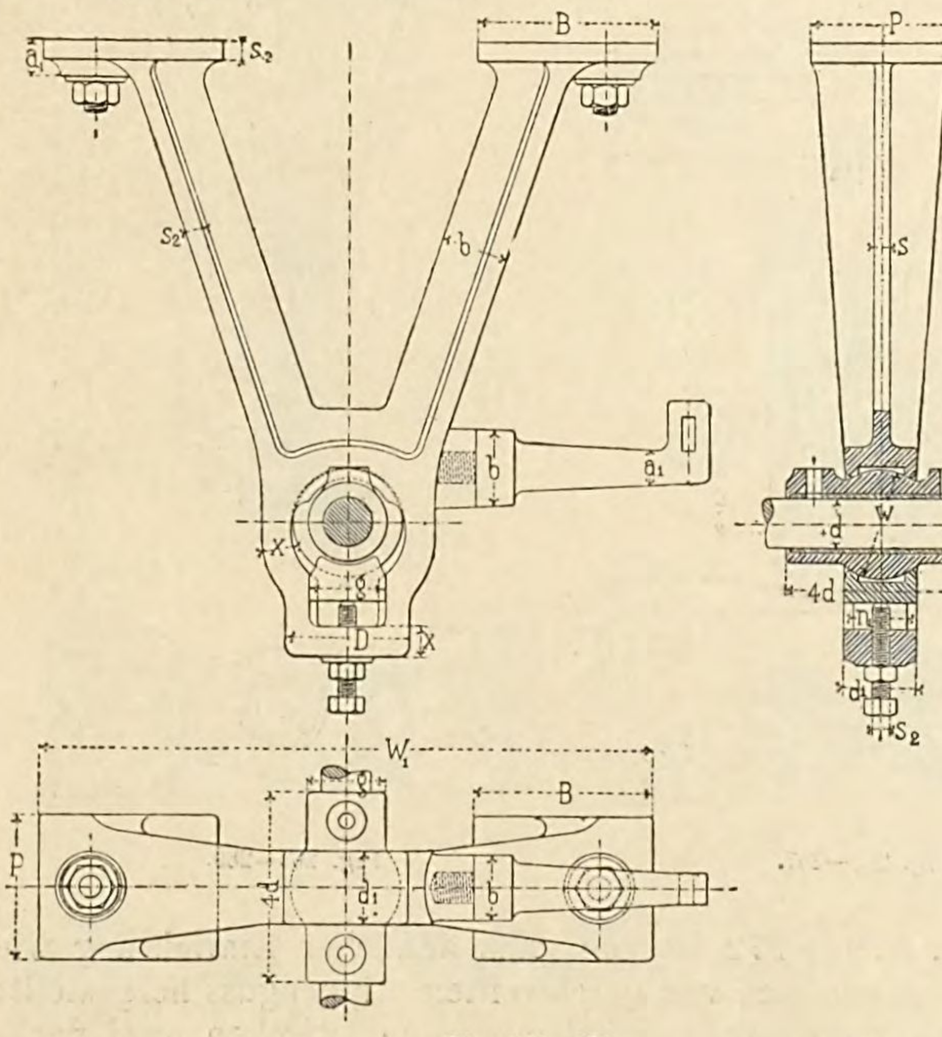


Fig. 276—278.

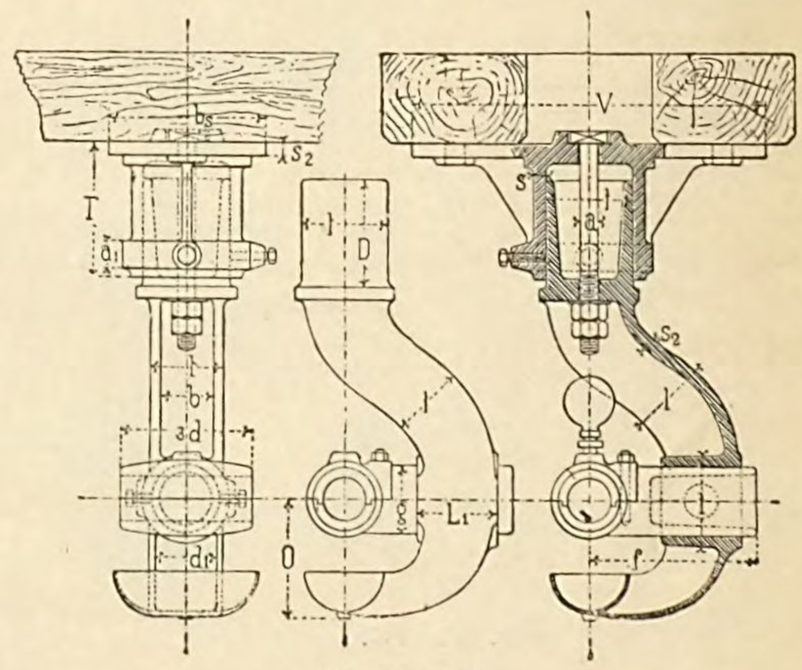


Fig. 279—281.

Das Hängelager von Gebr. Schmaltz in Offenbach a/M., Fig. 276—278, besitzt eine nach allen Richtungen drehbare, aber geschlossene Lagerschale nach amerikanischem Muster, welche man nach dem Einbringen der Welle mit Composition ausgiesst. Ein in Schienen geführtes Gleitstück drückt die Schale gegen den oberen Theil des Trägers. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10\,\text{mm}$.

Beistehendes Hängelager Fig. 279—281 für Wellen bis 50 mm Durchmesser zeichnet sich aus durch seine Beweglichkeit sowohl in verticaler, als in horizontaler Richtung, welche mit Leichtigkeit ein exactes

Einstellen ermöglicht. Die obere Platte besitzt eine cylindrische Bohrung, in welcher das genau eingepasste Ende des Bogenstückes durch eine Tragschraube gehalten und durch eine Klemmschraube gegen Verdrehung gesichert wird. In dem gebogenen Träger ist das cylindrische Ende des eigentlichen Lagers zu verschieben und zu bewegen, sowie durch Schrauben festzustellen. Die Schale ist geschlossen und besteht aus Gusseisen, kann jedoch auch mit Composition ausgegossen werden. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10\,\text{mm}$.

Auf dem gleichen Grundgedanken beruht das Hängelager von A. Kühn, Fig. 282—284, denn auch dieses gestattet die Verschiebung und Drehung des Lagers auf zwei zu einander senkrechten Axen. An der cylindrischen Tragsäule ist eine Muffe zu verdrehen und durch eine untere Mutter verschiebbar, durch eine Klemmschraube aber festzustellen. Gleichfalls durch Klemmschraube erfolgt die Befestigung des eigentlichen Lagerkörpers auf dem cylindrischen horizontalen Arme der Muffe. Die Deckelschrauben werden von den Seiten in den Lagerkörper eingeführt, die Lagerschale aber ist zweitheilig und der obere Theil greift in den unteren. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10\,\text{mm}$.

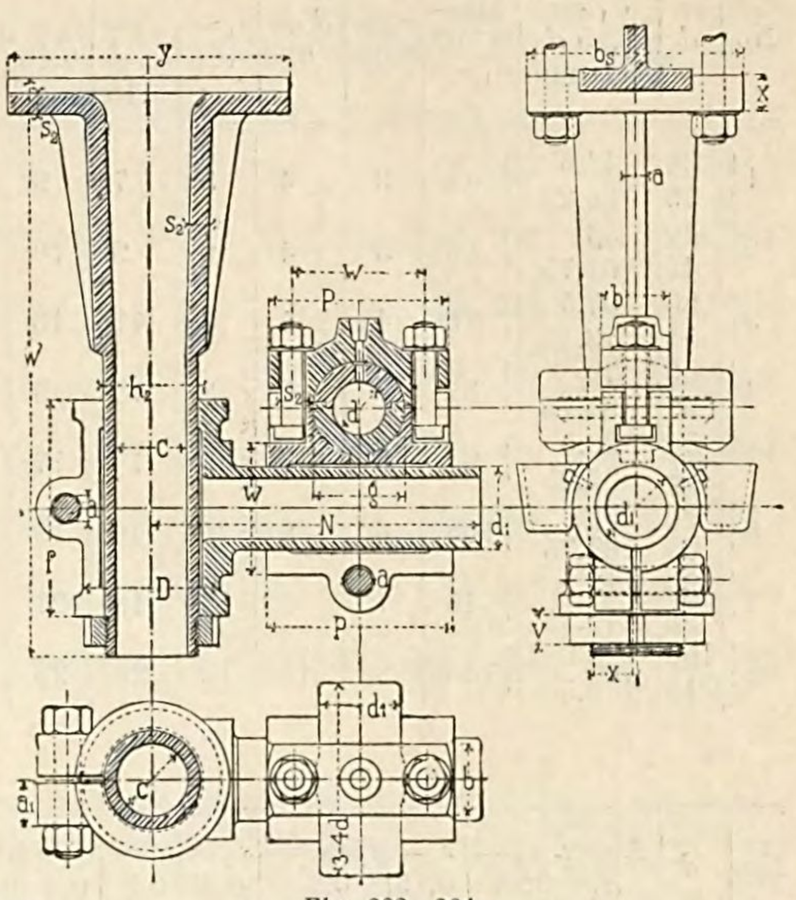


Fig. 282—284.

2. Lager für Stützzapfen.

Fusslager dienen zur Stützung vertical stehender Wellen und müssen wegen der meist beträchtlichen Belastung, welche sie auszuhalten haben, mit besonderer Sorgfalt construirt werden. Die Lager müssen bequem und ohne dass man die Wellen zu heben braucht, entfernt werden können. Das erreicht man entweder durch Untersetzen eines gusseisernen Kastens von genügender Höhe oder, wie Fig. 285—286 zeigen, durch Theilung des Lagers und seitwärts abnehmbaren Deckel (hierbei ist auf sorgfältigen Schluss der Fugen zu achten). Der Zapfen ruht im Fusslager auf einer Stahlplatte, die, um beweglich zu sein, unten schwachkugelig abgedreht wird, aber durch einen im Rumpf eingesetzten Stift gegen jede Verdrehung gesichert ist. Die Metallschalen reichen bis zu dieser Stahlplatte und sind, ähnlich wie beim Stehlager, durch seitliche Ansätze oder auch durch Zapfen gegen Verdrehung geschützt. Beim geschlossenen Fusslager stellt man Lagerkörper und Schalen in einem Stücke her, setzt letztere von oben herab ein und lässt selbstverständlich sowohl Deckelschrauben als die zu ihrer Aufnahme bestimmten Ansätze weg. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\,d + 10\,\text{mm}$.

Turbinenzapfenlager siehe unter Turbinen.

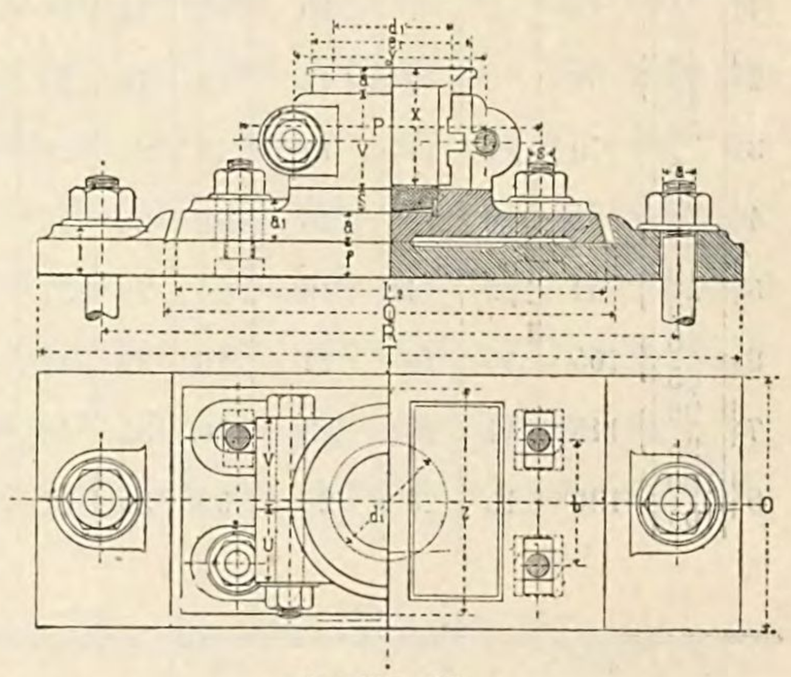


Fig. 285—286.

Herstellungskosten der Lager.

Es betragen: Die Herstellungskosten für das Modell	$\mathfrak{M} = 5\,(100 + 4\,d)$
Die Kosten für das nöthige Holz 50—70% des obigen Lohnes.	
Das Lagerausbohren kostet	$\mathfrak{M} = 1{,}4\,d - 40$
Schalen mit konischer Bohrung oder aussen eckige Schalen zu bearbeiten	$\mathfrak{M} = 1{,}3\,d + 25$
Schalen aussen rund	$\mathfrak{M} = 1{,}15\,d - 10$
Lagerschalen auf eingedrehte Läufe passen	$\mathfrak{M} = 1{,}6\,d$
Schalen auf glatte Läufe passen	$\mathfrak{M} = 0{,}6\,d$
Lagerkörper von innen und Lagerschalen von aussen zu bearbeiten, kostet pro qcm	$0{,}73\,\mathfrak{M}$
Lagerstühle nebst Deckeln für von aussen runde Schalen hobeln	$\mathfrak{M} = 0{,}5\,d + 45$
(d = Zapfendurchmesser in mm.)	

Tabelle über die Dimensionen von Steh- Rumpf- und

No.	d	$d_1 = 1{,}15\,d + 10$ mm	Abgerundet $d_1 =$	$x_1 =$ 0,06	$\delta =$ 0,075	$r_1 =$ 0,1	$u = r = m_1 =$ 0,15	$s_2 =$ 0,18	$s =$ 0,2	$s_1 =$ 0,22	$a =$ 0,25	$f = w =$ 0,3	$i_1 =$ 0,32	$a_1 = q_1 = i =$ 0,35	$t =$ 0,4	$f_1 = q = m =$ 0,45	$f_2 =$ 0,5	$u =$ 0,55	$e_h =$ 0,6	$p = p_1 =$ 0,7	$v =$ 0,75	$u_1 = v_1 =$ 0,85	$h = g = c =$ 0,9	$x =$ 0,95
1	30	44,5	48	3	4	5	7	9	10	12	12	15	15	17	20	22	24	26	30	35	36	41	44	45
	35	50,25																						
2	40	56	58	3	4	6	9	10	12	13	14	18	19	20	23	26	29	32	35	40	45	50	52	55
	45	61,75																						
3	50	67,5	70	4	5	7	11	13	14	15	16	21	22	24	28	32	35	38	42	50	53	60	63	66
	55	73,25																						
4	60	79	82	5	6	8	12	15	16	18	20	24	26	29	33	36	41	45	50	58	60	70	74	76
	65	84,75																						
5	70	90,5	94	6	7	9	14	17	18	21	23	28	30	33	38	42	47	52	56	66	70	80	85	90
	75	96,25																						
6	80	102	105	6	8	10	16	19	20	23	26	32	34	37	42	47	52	58	63	74	80	90	95	100
	85	107,75																						
7	90	113,5	115	7	9	12	18	21	23	25	29	35	37	40	46	52	57	63	69	80	86	98	104	110
	95	119,25																						
8	100	125	130	8	10	13	20	23	26	28	32	39	42	46	52	58	65	72	78	90	100	110	116	124
	110	136,5																						

Tabelle über Dimensionen der Consol- und Hängelager

No.	d	Abger. d_1	$r_1 =$ 0,1	$r =$ 0,15	$s_1 = s =$ 0,2	$s_2 =$ 0,25	$a =$ 0,3	$v =$ 0,4	$x =$ 0,45	$a_1 =$ 0,5	$q =$ 0,55	$h =$ 0,6	$n =$ 0,65	$n_1 =$ 0,7	$c =$ 0,8	$b =$ 0,9	$g =$ 1,1	$h_2 =$ 1,2	$l =$ 1,25	$h^s =$ 1,3	$L_1 =$ 1,4	$t =$ 1,5	$w =$ 1,6
1	30	48	5	7	10	12	14	20	22	24	26	30	32	35	38	44	53	57	60	62	66	72	76
	35																						
2	40	58	6	9	12	15	18	23	26	29	32	35	37	40	46	52	64	70	73	75	80	86	95
	45																						
3	50	70	7	11	14	18	21	28	32	35	38	42	45	50	56	63	77	85	88	91	100	105	112
	55																						
4	60	82	8	13	16	20	25	33	37	41	45	50	54	58	66	74	90	100	105	106	115	124	130
	65																						
5	70	94	9	14	19	24	28	37	42	47	52	56	60	66	75	85	103	112	120	122	130	140	150
	75																						
6	80	105	10	16	21	26	32	42	47	52	58	63	68	75	84	95	116	125	135	136	146	158	170
	85																						
7	90	115	11	18	23	29	35	46	52	58	63	69	75	80	92	104	126	138	145	150	160	172	185
	95																						
8	100	130	13	20	26	33	39	52	58	65	72	78	85	90	104	116	144	156	162	169	182	195	208
	105																						

Lagergewichte in kg.

No.	d	Stehlager (Fig. 221) mit runden Lagerschalen				Rumpflager	Geschlossenes Lager mit beweglicher Lagerschale, Fig. 229		
		Lagerkörper mit Deckel	Sohlplatte	Fussschrauben	Lagerschalen	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Schrauben	Sohlplatte	Fussschrauben
1	30	1,7	1,5	0,2	0,40	1,3	1,6	1,5	0,20
	35				0,38				
2	40	2,8	2,5	0,25	0,70	2	2,7	2,5	0,20
	45				0,61				
3	50	4,8	4,5	0,4	1,25	3,5	4,6	4,5	0,40
	55				1,12				
4	60	8	7,5	0,65	2,00	6	7,8	7,5	0,60
	65				1,90				
5	70	12	11	1,1	3,10	9	11,5	11,0	1,0
	75				2,90				
6	80	17,5	15	1,5	4,10	13,3	—	—	—
	85				3,5				
7	90	22	19,5	2,1	5,25	16,5	—	—	—
	95				4,90				
8	100	30	28	2,75	7,75	22,5	—	—	—
	110				6,50				

Fusslagern, deren Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\ d + 10$ mm.

b=1	bS= H= 1,1	e= 1,15	e_1= k= 1,2	l= 1,25	S= 1,4	y= 1,5	n= 1,55	z= 1,8	o=2	Lr= 2,15	P= 2,35	S_3= 2,6	S_1 = 3	L_2= 3,35	N= 3,5	Q= 3,6	L = 4	L_1= 4,15	M= 4,25	R= 4,5	E= 4,8	S_2 = 5	T= 5,5	LS =5,8
48	53	55	58	60	70	72	74	85	96	103	115	125	144	160	168	170	192	200	204	215	230	240	265	278
58	64	64	70	72	80	86	90	105	116	125	135	150	174	195	203	210	232	240	246	260	278	290	320	336
70	75	78	85	87	100	105	108	125	140	150	165	182	210	235	245	250	280	290	298	315	336	350	385	406
82	90	90	100	102	115	125	127	150	164	176	195	213	246	275	287	295	328	340	348	370	394	410	450	475
94	105	105	115	118	130	140	146	170	188	202	220	244	282	315	329	340	376	390	400	425	450	470	515	545
105	115	120	125	130	145	160	163	190	210	226	245	273	315	350	368	380	420	435	446	475	504	525	575	610
115	130	130	140	145	160	175	178	210	230	247	270	300	345	385	402	415	460	477	488	520	552	575	635	670
130	145	150	155	162	180	195	202	235	260	280	305	338	390	435	455	470	520	540	552	585	624	650	715	755

sowie Stirnlager. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}15\ d + 10$ mm.

z= 1,7	D= 1,8	M_1 =1,9	O= 2	P= 2,15	T= 2,2	p= 2,4	B= 2,5	bs= 2,7	f= 2,8	Q= 3	H_2= 3,4	y= 3,6	L_2= 3,8	N= 4	M= 4,7	A = 5	LS= 5,2	H= 5,5	V= 6	L = 6,6	W= 6,8	R = 7	Ws= 8,3
82	86	90	96	100	106	115	120	130	134	144	164	172	180	192	225	240	250	264	288	315	326	336	398
98	104	110	116	125	128	140	145	158	162	174	198	208	220	232	275	290	300	320	348	380	394	400	480
120	126	133	140	150	154	168	175	190	196	210	238	252	265	280	330	350	365	385	420	460	476	490	580
140	148	156	164	176	180	196	205	220	230	246	278	295	310	328	385	410	425	450	492	540	557	574	680
160	170	180	188	200	207	226	235	254	264	282	320	338	355	376	440	470	490	520	564	620	640	658	786
178	190	200	210	226	230	252	265	284	294	315	358	378	400	420	495	525	545	580	630	695	714	735	870
195	207	218	230	247	253	276	288	310	322	345	390	414	436	460	540	575	600	632	690	760	782	805	954
220	234	248	260	280	286	312	325	350	364	390	442	468	495	520	610	650	675	715	780	860	884	910	1079

Lagergewichte in kg.

Pockholzlager, Fig. 236		Pockholzlager nach v. Reiche	Erhöhtes Stehlager	Bocklager	Fusslager				Consol-lager Fig. 250	Hänge-lager Fig. 262
l. S.	r. S.									
Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Lagerkörper mit Deckel u. Schrauben	Zwei-theiliger Lager-körper	Ein-theiliger Lager-körper	Sohl-platte	Fuss-schrauben	Total-gewicht	Total-gewicht
1,5	2	1,6	3,5	8,5	2,75	2,5	2,5	0,6	10,5	8
2,5	3	2,6	6	14,8	4,75	4,5	4,5	1,2	18	14
4,5	5,5	4,7	11	26	8,5	8	7,5	1,6	31	24
7,5	9	7,8	17,5	42	13,5	12,75	12,5	2	51	40
11,5	14	12	26,5	63,5	20,5	19	18,5	4,6	77	60
16,5	20	17	38	89,5	29	27	26	5,5	107	82
21,0	26	22	49	117	38	35	34	7	140	—
28,0	35,5	29	59	167	55	51	50	9,5	200	—

Tabelle der Dimensionen der amerikanischen

No.	d in Zoll engl.	d in mm abgerundet	$d_1 = 1{,}5\,d + 10$ mm	d_1 abger. $= S$	$m =$ 0,1	$r =$ 0,15	$f = s =$ 0,2	$a =$ 0,25	$c_1 =$ 0,3	$q =$ 0,35	$x =$ 0,4	$t =$ 0,45	$u =$ 0,5	$e_1 =$ 0,55	$p =$ 0,6	$f_2 =$ 0,65	$c_3 =$ 0,7	$d_3 =$ 0,75	$i =$ 0,8	$h =$ 0,85	$c =$ 0,9
1	$1^3/_4$	43	74,5	75	8	11	16	18	22	26	30	34	36	40	44	48	52	56	60	63	68
2	2	51	86,5	86	9	13	17	22	26	30	35	38	42	46	52	56	60	64	69	74	78
3	$2^1/_4$	57	95,5	95	10	15	19	24	28	34	38	43	48	52	58	62	66	72	76	82	86
4	$2^1/_2$	63	104,5	105	11	16	21	26	32	37	42	47	53	58	62	68	74	78	84	88	94
5	$2^3/_4$	69	118,5	114	11	17	23	28	34	40	46	51	57	62	68	74	80	85	90	96	102
6	3	76	124	124	12	19	25	32	37	44	50	56	62	68	74	80	86	93	100	105	112
7	$3^1/_4$	82	133	133	13	20	26	35	40	46	53	60	66	74	80	86	94	98	106	114	120
8	$3^1/_2$	88	142	142	14	21	28	38	42	49	57	64	70	80	85	92	100	106	112	120	128
9	4	100	160	160	16	24	32	40	48	56	64	72	80	88	96	104	112	120	128	136	144

I. Reibungsräder und Zahnräder.

Man verwendet dieselben zur directen Uebertragung rotirender Bewegungen auf kurze Entfernungen; die Zahnräder eignen sich zur Fortleitung sowohl kleiner, als der grössten Kräfte, ohne irgend welche Geschwindigkeitsänderung, während die Reibungsräder nur für kleinere Kräfte und da verwendbar sind, wo geringe Verluste an Geschwindigkeit durch Gleitung gestattet werden können.

1. Reibungs- oder Frictionsräder.

Sie finden alleinige Verwendung für parallele und sich schneidende Axen und ist ihre Benutzung da rathsam, wo ein sanfter, geräuschloser Gang, eine gewisse Nachgiebigkeit (welche sich bei allzugrossen Widerständen durch Gleiten bemerkbar macht), leichte und schnelle Ausrückung und im Besonderen eine allmähliche Veränderung der Bewegung der getriebenen bei gleichbleibender der Antriebswelle erwünscht wird.

Reibungsräder wälzen sich entweder mit ihren glatten oder mit Nuthen versehenen Umfängen aufeinander, oder die eine Scheibe ist als Planscheibe ausgeführt, auf welcher die andere mit ihrem Umfange rollt. Von letzterer Art ist

Planscheibe und Getriebe, Fig. 287—288. Die kleine Rolle wälzt auf der plangedrehten Scheibe und ist zugleich auf dieser radial verschiebbar; bei der Stellung im Centrum der treibenden Planscheibe ist ihre Drehgeschwindigkeit gleich Null, sie wächst, je mehr sich die Rolle dem Umfang nähert. Anstatt der Planscheibe verwendet man bei sich unter spitzem Winkel schneidenden Wellen Reibungskegel. Der Antrieb soll stets von der Planscheibe resp. dem Kegel erfolgen, wenn die Geschwindigkeitsveränderung proportional der Verschiebung sein soll. Man verwendet diese Reibungsscheiben mit grösstem Nutzen bei Centrifugen. Gleichfalls zur Veränderung der Geschwindigkeit dient das

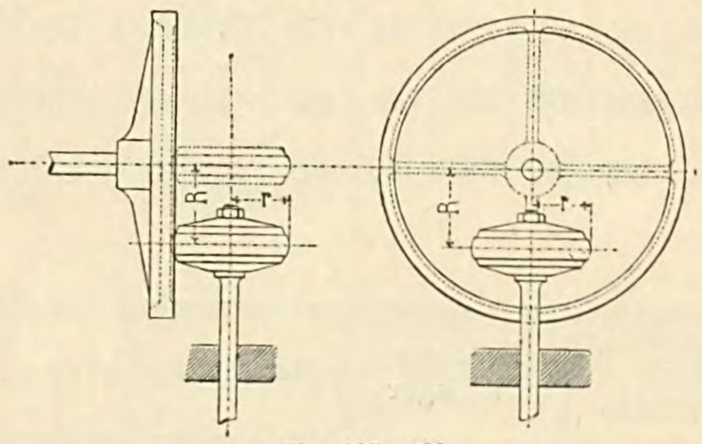


Fig. 287—288.

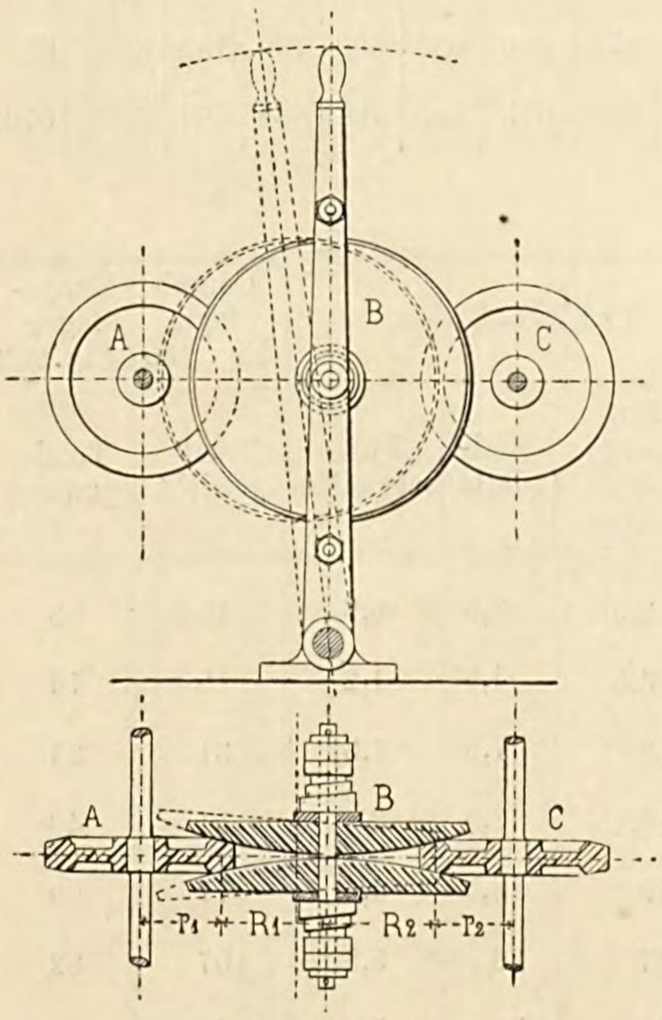


Fig. 289 u. 290.

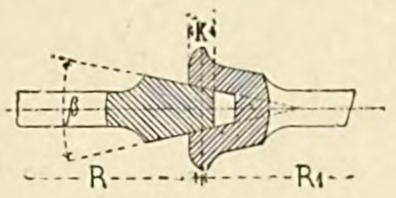


Fig. 291.

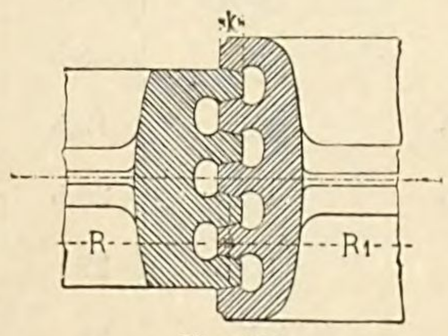


Fig. 292.

Wechselgetriebe von Sellers, Fig. 289 u. 290. Der mittlere, durch einen Hebel verschiebbare Reibungstheil besteht aus zwei gegen einander verstellbaren Hälften, welche, durch Spiralfedern gegen einander gedrückt, die beiden Reibungsscheiben zwischen sich fassen; die eine der letzteren läuft mit gleichförmiger Geschwindigkeit um, die andere ist die getriebene, welche sich schneller oder langsamer dreht, je nachdem der die übertragenden Scheiben stützende Hebel ihr ferner oder näher gerückt wird.

Lager. Bezugseinheit $d_1 = 1{,}5\ d + 10$ mm.

$e=$ 1,05	$v=$ 1,1	$b=$ 1,15	$w=$ 1,3	$n=$ 1,5	$z=$ 1,6	$O=$ 1,7	B $=2$	$S_1=$ 2,15	$N=$ 2,25	$A=$ 2,36	$l=$ 2,5	W $=2{,}6$	$J=$ 2,75	$L=$ 2,9	M_1 $=3$	$L_1=$ 3,25	$H=$ 3,5	$Q=$ 3,8	S_2 $=4{,}4$	R $=5$	$P=$ 5,4	$L\,S$ $=5{,}2$	$M=$ 6,5
78	82	86	98	110	120	125	150	160	168	178	185	195	205	216	225	240	262	285	330	375	405	388	488
90	95	100	112	128	138	148	172	185	194	202	215	224	238	250	258	280	300	326	380	430	465	440	560
100	105	110	124	144	152	162	190	205	214	224	238	248	262	285	285	310	332	360	420	475	514	495	618
110	115	120	136	156	168	178	210	225	236	248	260	274	288	305	315	340	368	400	460	525	567	544	682
120	125	130	148	170	182	192	228	245	256	270	280	296	312	330	342	370	400	432	500	570	615	590	740
130	136	142	162	186	198	210	248	265	280	292	310	322	340	360	372	400	434	471	545	620	680	644	806
140	146	152	172	200	212	226	266	285	300	314	332	346	365	385	400	430	465	505	585	665	718	691	864
150	156	163	185	214	228	240	284	305	320	335	355	369	390	410	426	460	497	540	624	710	766	738	922
168	176	184	208	240	256	272	320	345	360	378	400	416	440	465	480	520	560	610	700	800	864	832	1040

Keilräder (Fig. 291 u. 292) sind Reibungsräder, deren Kranzprofile mit keilförmigen Bahnen versehen sind; die Anzahl dieser in einander greifenden Keilbahnen beträgt 1—6; der Keilwinkel sei $\leqq 30^0$, während die Eingriffstiefe k immer klein sein soll.

Bezeichnet P den zu überwindenden Umfangswiderstand, N den Normaldruck zwischen den sich berührenden Flächen, Q und Q_1 den radial, bezüglich axial gerichteten Druck, mit dem die Räder auseinander gepresst werden, f den Reibungscoëfficienten der sich berührenden Oberflächen ($f = 0{,}10$ bis $0{,}30$ für Eisen auf Eisen, $f = 0{,}20$ bis $0{,}60$ für Holz auf Eisen, $f = 0{,}5$ für Hirnholz auf Hirnholz, $f = 0{,}4$ für Eisen auf Papier), so sei $Nf \geqq P$ oder $N \geqq \frac{P}{f}$; für cylindrische Reibungsräder ist $Q = N = \frac{P}{f}$; für konische Räder $Q = N \,.\, cos\,\gamma$; $Q_1 = N \sin\gamma$, wenn γ der halbe Kegelspitzenwinkel; hierbei ist auf Reibung keinerlei Rücksicht genommen. Für Keilräder ist ohne Berücksichtigung der Reibung

$$Q = \frac{P \,.\, sin\,\frac{\delta}{2}}{f} = N \,.\, sin\,\frac{\delta}{2},$$

unter Beachtung dieser Widerstände aber

$$Q = \frac{P}{f}\left(sin\,\frac{\delta}{2} + f \,.\, cos\,\frac{\delta}{2}\right) = N\left(sin\,\frac{\delta}{2} + f \,.\, cos\,\frac{\delta}{2}\right).$$

Die constructive Ausführung ist ähnlich, aber etwas kräftiger als bei Riemenscheiben. Nur bei den Keilrädern arbeitet Metall mit Metall zusammen, bei den anderen Reibungsrädern belegt man eine der mit einander arbeitenden Flächen entweder mit Leder, das entweder schichtweise nebeneinander gelegt und zusammengepresst oder aufgeleimt wird. Auch Holzringe können in den Kranz eingelegt werden und endlich die nebeneinandergeschichteten Lederplatten durch ebensolche Papierblätter ersetzt werden.

In vortheilhafter Weise unterscheiden sich von den gewöhnlichen Reibungs-(Keil-)Rädern die **Lamellenräder** von Brauer (Fig. 293 u. 294). Die einzelnen Lamellen sind schmiedeeiserne Ringe, welche auf der Grundscheibe mit Nuth und Feder befestigt werden, so dass sie sich wohl axial verschieben, nicht aber drehen lassen. Der Keilwinkel ist hier gleich oder nahezu gleich Null und geschieht das Aneinanderdrücken der einzelnen Lamellen nicht durch Gegeneinanderpressen der Wellen, sondern durch eine Mutter auf der Welle des kleineren Rades, welche die erforderliche Verschiebung und Anpressung der einzelnen Ringe bewirkt. Durch diese Anordnung ist der so schädliche hohe Lagerdruck nahezu gänzlich vermieden. Um jedes unnöthige Zwängen zu vermeiden, sind zu beiden Seiten der Ringe Gummipuffer eingelegt.

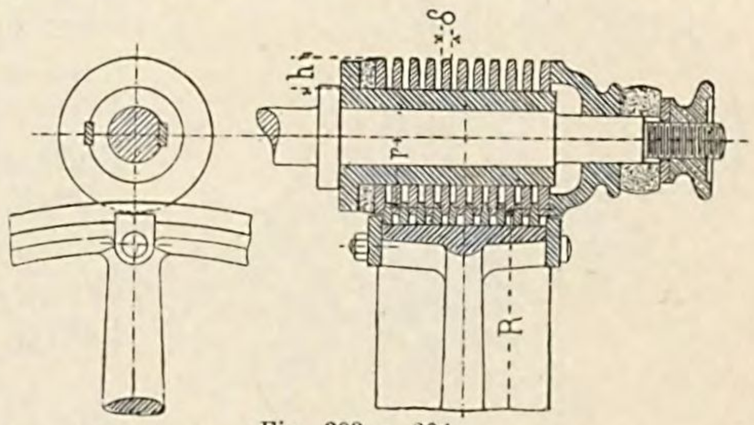


Fig. 293 u. 294.

2. Zahnräder.

Wie bereits erwähnt, dienen diese zur directen Uebertragung jedweder, grosser wie kleiner, Kräfte, ohne jeglichen Verlust an Geschwindigkeit infolge Gleitung. Die Bewegungsvermittelung erfolgt derart, dass entsprechend gestaltete Vorsprünge — Zähne — des einen Rades in die Aussparungen — Lücken — des anderen eingreifen und, indem sie auf einander abrollen und gleiten, einen beständigen Druck auf einander ausüben und so das Rad in Umdrehung versetzen.

Soll die Bewegungsübertragung ohne periodisch wiederkehrende Aenderung der Bewegung stattfinden, so werden die Grundformen der Räder Drehungskörper zu ihren geometrischen Axen; diese, die **runden** Räder, sollen in diesem Abschnitt allein behandelt werden.

In jedem Räderpaare heissen je zwei, den verschiedenen Rädern angehörige, aus den Radmittelpunkten beschriebene Kreise, welche jederzeit gleiche Umfangsgeschwindigkeit haben, Verhältnisskreise. Die beiden sich berührenden dieser Kreise heissen **Theilkreise.** Auf ihnen wird die Zahntheilung, d. i. die Entfernung der Mittelebenen je zweier benachbarten Zähne abgetragen.

Mit einander arbeitende Zähne müssen folgender Bedingung genügen, wenn der Eingriff richtig stattfinden soll: Es muss stets die Normale im jeweiligen Berührungspunkte der mit einander arbeitenden Zahnprofile durch den augenblicklichen Berührungspunkt der Theilkreise gehen. Der Eingriffs- oder Berührungspunkt der Zahnkurven rückt beim fortschreitenden Abrollen der Räder fort und zwar stets von den vom Centrum entfernter gelegenen Punkten der Zahnkurve des getriebenen Rades nach den jenem näherliegenden hin. Der sämmtliche Lagen des Berührungspunktes verbindende Kurvenzug, den man übrigens schon, wenn ein Zahnprofil gegeben ist, finden kann, heisst die Eingrifflinie, derjenige Theil dieser Kurve, in welchem factisch die Berührung stattfindet, die Eingriffstrecke. Jedem Punkt der Eingriffstrecke entspricht ein Berührungspunkt auf jedem der Theilkreise; den der gesammten Eingriffstrecke zugehörigen Theil jedes Theilkreises nennt man den Eingriffbogen, seine Länge in Theilungen ausgedrückt die Eingriffdauer. Die Eingrifflinie hat den Theilkreispunkt des Zahnprofils mit diesem gemein und schneidet dasselbe rechtwinkelig; der Theilkreisbogen zwischen diesem oben erwähnten Theilkreispunkte der Eingrifflinie und dem einem Eingriffpunkte entsprechenden Berührungspunkte der Theilkreise wird der Wälzungsbogen zu dem betreffenden Eingriffpunkte genannt. Für richtig zusammenarbeitende Zähne müssen die Wälzungsbogen zu entsprechenden Eingriffpunkten gleich lang, die Eingrifflinien aber congruent sein.

Alle Räder gleicher Theilung können in beliebiger Weise mit einander in Eingriff gesetzt werden, wenn die allen gemeinschaftliche Eingrifflinie derartig gelegen ist, dass sie durch den Theilkreis sowohl, als durch den Radius zu ihrem Theilkreispunkt in zwei congruente Stücke zerlegt wird. Räder, deren Zähne diese Eigenschaft besitzen und deshalb in jeder Zusammenstellung immer richtig mit einander arbeiten können, heissen **Satzräder;** es sollte jede Fabrik bestrebt sein, so weit als thunlich, stets solche herzustellen.

Die Profilirung der Zähne kann nach den verschiedensten zu einander gehörigen Kurven erfolgen: die eine Form ist beliebig anzunehmen, die andere findet sich nach der Getriebelehre als Umhüllende aller Lagen, welche diese Zahnkurve beim Abrollen der Theilkreise auf einander annimmt. Wegen der zuweilen sich bei dieser allgemeinen Methode ergebenden ungünstigen und unausführbaren Profilformen, als Spitzen, Schlingen u. dergl., wählt man lieber die Verzahnungen nach cyklischen Kurven oder nach Kreisbögen, welche jene annähernd ersetzen, zumal sich diese Linien auf einfache Weise darstellen lassen und verhältnissmässig günstige Zahnformen geben.

Aufzeichnung der cyklischen Kurven.

Cykloiden- oder Radlinienverzahnung. All diese Kurven entstehen, wenn ein Kreis, der sogen. Wälzungs- oder Radkreis, ohne Gleitung auf einem anderen, dem Grundkreis, bezüglich auf einer Geraden sich abwälzt, und je nachdem der beschreibende Punkt auf dem Umfang des rollenden Kreises, in dessen Fläche oder auf der Verlängerung eines Radius liegt, entstehen die gemeinen, verlängerten oder verkürzten Kurven.

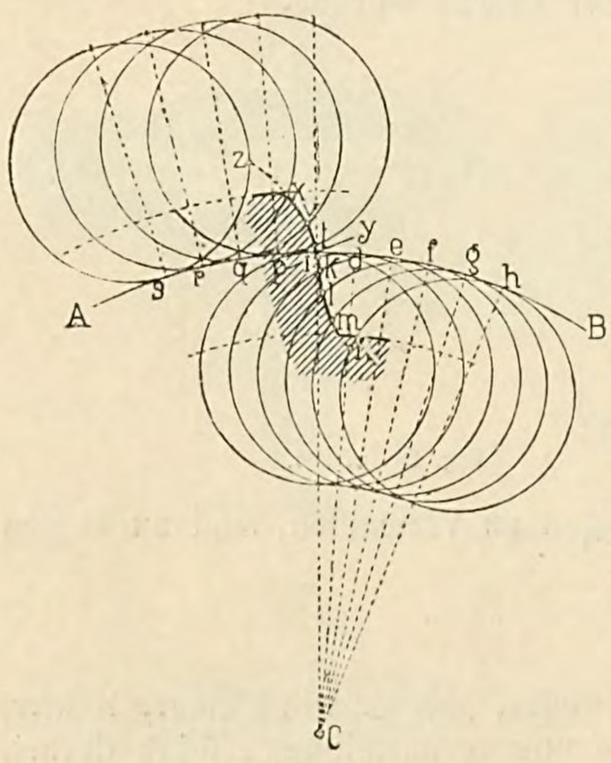


Fig. 295.

Die Epicykloide oder Aufradlinie wird gebildet, wenn der Rollkreis sich auf einem anderen abwälzt; die gewöhnliche Cykloide oder Radlinie, wenn er sich auf einer Geraden und die Hypocykloide oder Inradlinie, wenn sich der Wälzungskreis innerhalb eines anderen, des Grundkreises, abrollt. Die Halbmesser dieser Kreise sind beliebig, werden aber häufig 0,875 der Theilung genommen.

Man verzeichne (Fig. 295) den Theilkreis eines Rades *C* und in ihm den Radkreis; trage vom Berührungspunkte aus auf ersterem Kreise nach derselben Seite kleine gleichlange Strecken ab, verbinde die hierdurch gefundenen Punkte *d, e, f, g* . . . mit dem Mittelpunkte *C* und beschreibe endlich um Mittelpunkte, die auf diesen Geraden liegen, Radkreise, welche dem ersten gleich sind und den Theilkreis in den Punkten *d, e, f, g* . . . berühren. Alsdann mache man die Strecken:

di auf dem Rollkreise gleich *yd* auf dem Theilkreise,
ek „ „ „ „ *ye* „ „ „
fl „ „ „ „ *yf* „ „ „
gm „ „ „ „ *yg* „ „ „ u. s. f.

Die Verbindung der Punkte *yikl* . . . giebt die Begrenzungskurve des unteren Zahntheiles. Theilt man in gleicher Weise den Theilkreis auch nach der anderen Seite, zieht die Verbindungslinien *Cp, Cq, Cr, Cs* . . . und beschreibt um Mittelpunkte, welche auf diesen verlängerten Geraden liegen, die verschiedenen Lagen des Rollkreises, welcher auf dem Theilkreis wälzt, macht

pt auf dem Rollkreise gleich yp auf dem Theilkreise,
qv „ „ „ „ yq „ „ „
rx „ „ „ „ yr „ „ „
so giebt die Verbindungscurve der Punkte y, t, v, x ... die Begrenzung des Zahnkopfes. Beim zugehörigen anderen Rade erfolgt die Construction der Zahncurve auf genau die nämliche Weise. Die rückwärtige Begrenzung der Zähne wird nach denselben Curven ausgeführt.

Einfacher und leichter herzustellen als die gewöhnliche Cykloidenverzahnung, aber nicht für die Construction von Satzrädern geeignet, ist die Verzahnung nach der Epicykloide mit geradlinig begrenzten Zahnfüssen. Die Formen der Zähne, der nach einer Epicykloide gestaltete Zahnkopf, der geradlinig und radial begrenzte Zahnfuss entstehen dadurch, dass die beiden Rollkreisdurchmesser mit den beiden Theilkreishalbmessern identisch sind.

Bei der Zahnstange — einem Rad von unendlich grossem Radius — geht der Theilkreis in eine Gerade über: die Zahnbegrenzungscurve setzt sich aus congruenten Bogen der gemeinen Radlinie zusammen. Die Eingrifflinie fällt bei dieser Verzahnungsart mit den Radkreisen zusammen, der Eingriffbogen ist der Eingriffstrecke gleich.

Für alle cyklischen Curven hat der Satz Gültigkeit: Der Krümmungsmittelpunkt zu einem Elemente dieser Curven ist der Durchschnittspunkt der Normalen mit der Geraden, welche den Gegenpunkt mit dem Mittelpunkte des Grundkreises verbindet. (Unter Gegenpunkt versteht man den dem beschreibenden Punkt diametral gegenüberliegenden Punkt des Radkreises). Auf diesem Satz beruht der in der Praxis gebräuchliche Ersatz der Cykloidencurven durch Kreisbogen, welche jene annähernd ersetzen.

Ersatz der Cykloiden durch Kreise. Fig. 296 giebt die Construction für Räder mit kleineren Zähnezahlen, bei welchen sich die Hypocykloide des Zahnfusses in eine Gerade verwandelt hat. Es ist K der obere Begrenzungskreis der Zähne (Kopfkreis), N der Theilkreis, F der untere Begrenzungskreis für die Zähne (Fusskreis), P der Radkreis. Man halbire den Bogen $\overset{\frown}{HJ}$ des Radkreises, sodass $\overset{\frown}{HB} = \overset{\frown}{BJ}$ und theile auch den Bogen $\overset{\frown}{BJ}$, dass $\overset{\frown}{BD} = \overset{\frown}{DJ}$, verbinde D mit A und verlängere diese Linie bis zum Durchschnittspunkt G mit P. Ferner ziehe man $\overline{GC}$ und $\overline{DH}$ und verlängere letztere Linie bis zum Schnitt E_1 mit GC, so ist E_1 der Krümmungsmittelpunkt der Zahncurve $\overset{\frown}{QM}$ (vom Kopfkreise bis zu einem Kreise durch B). Der Durchschnitt E_2 der Linie E_1M mit dem Theilkreise N ist der Krümmungsmittelpunkt für den zweiten Theil $\overset{\frown}{ML}$ der Zahncurve, an den sich das radiale Stück LO anschliesst.

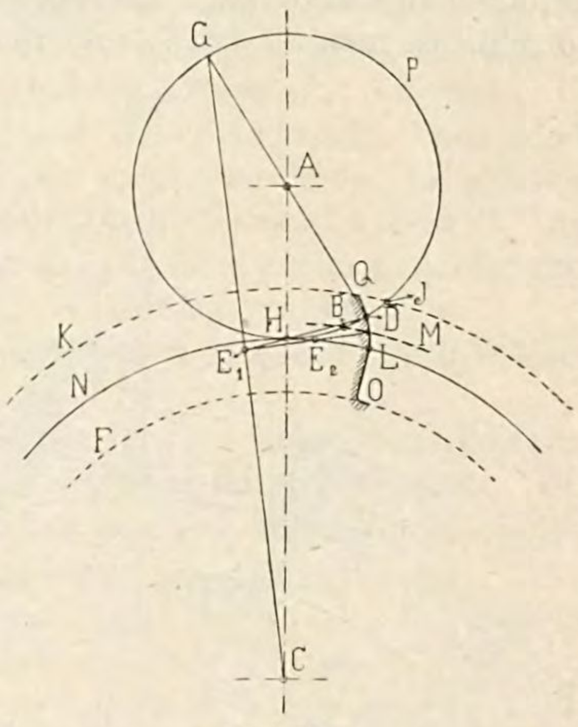


Fig. 296.

Für Räder mit grösseren Zähnezahlen, namentlich auch bei Satzräderverzahnung, gilt folgende Construction (Fig. 297). Man ziehe durch den Mittelpunkt A des äusseren Radkreises P unter 30^0 gegen die Centrallinie $\overline{AB}$ eine Gerade $\overline{GD_e}$ und in gleicher Weise durch den Mittelpunkt B des inneren Rollkreises Q die Gerade $\overline{G_1D_h}$, verbinde C mit G und G_1, verlängere $\overline{CG_1}$ über G_1 und ziehe endlich die Linie $\overline{D_eHD_h}$, die über D_e zu verlängern ist. Ihr Durchschnitt E_e mit $\overline{GC}$ ist der Krümmungsmittelpunkt für die durch D_e zu legende Flanke des Zahnkopfes. Der Schnittpunkt E_h der beiden Linien $\overline{CG_1}$ und $\overline{HD_e}$ ist der Mittelpunkt für die Flanke des Zahnfusses. Schliesslich lege man durch die Kreise E_e und E_h Kreise und rücke die Curvenstücke zum Zahnprofil zusammen.

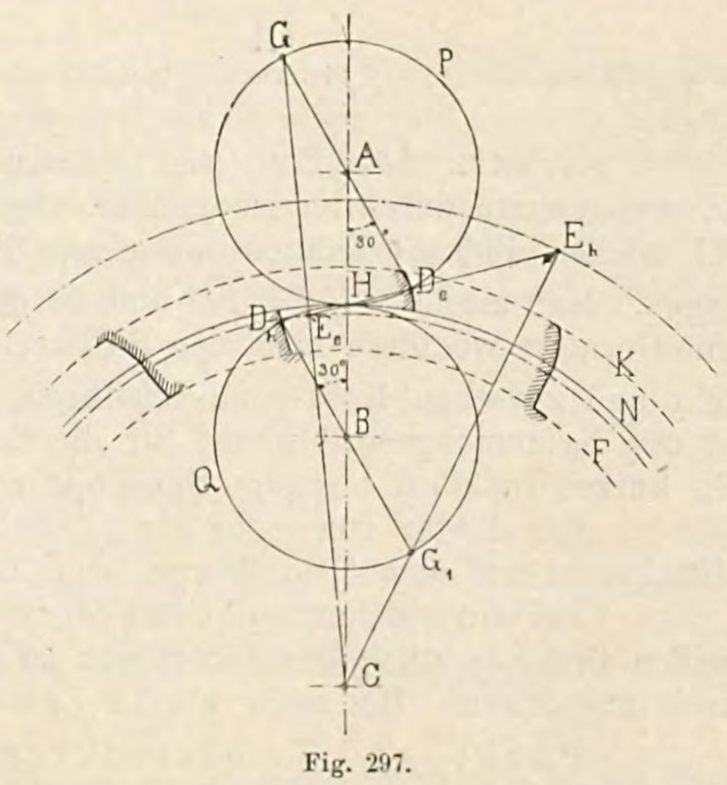


Fig. 297.

Durch Rechnung findet man (nach Reuleaux), wenn t die Theilung in mm, z die Zähnezahl bedeutet, die Krümmungshalbmesser ϱ aus: $\frac{\varrho}{t} = 0{,}45\,\frac{2z \pm 11}{z \pm 11}$ und $\frac{\varrho}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = 1{,}42\,\frac{2z \pm 11}{z \pm 11}$;
das positive Zeichen gilt für die Aufradlinienbogen, das negative für die Inradlinienbogen.

Bei der Radlinienkreisverzahnung der Zahnstangen stehen die Geraden $\overline{GC}$ und $\overline{G_1C}$ senkrecht auf der Theilgeraden; auf ihnen liegen die Punkte E_e und E_h in gleichen Abständen von dem Punkte H.

Evolventenverzahnung. Evolventen beschreiben alle Punkte eines um das Rad gelegten undehnbaren Fadens, wenn er von diesem abgewickelt wird.

Es seien R und r (Fig. 298) die Halbmesser der Theilkreise zweier Räder, M und m deren Mittelpunkte, n ihr Berührungspunkt. Man ziehe durch n eine Gerade ae, welche die Centrallinie $\overline{mM}$ unter einem spitzen Winkel (gewöhnlich 75°) schneidet, errichte auf ae die Senkrechten $\overline{Ma}$ und $\overline{me}$ und beschreibe mit $\overline{Ma}$ und $\overline{me}$ als Radien Kreise, so sind diese die Grundkreise, durch deren Abwickelung die Zahnformen der Evolventenverzahnung entstehen. Man trage von a und e aus auf beiden Grundkreisen kleine, jedoch gleich grosse Strecken auf, $\overset{\frown}{aa_1} = \overset{\frown}{a_1a_2} = \overset{\frown}{a_2a_3} \ldots$, dann ziehe man in jedem der Theilpunkte a_1, $a_2 \ldots$ eine Tangente an den Grundkreis und mache die Länge einer jeden derselben gleich dem abgewickelten Bogen vom Punkte a bis zu ihrem Berührungspunkte, also $\overline{a_1b_1} = \overset{\frown}{a_1a}$; $\overline{a_2b_2} = \overset{\frown}{a_2a}$; $\overline{a_3b_3} = \overset{\frown}{a_3a} \ldots$. Die Curve, welche diese Punkte a, b_1, b_2, $b_3 \ldots$ verbindet, bildet die Fadenlinie oder Evolvente, welche die Zahnbegrenzungcurve darstellt. Die Zahnbegrenzungscurve des anderen Rades wird in ganz entsprechender Weise gefunden. Die entgegengesetzte Seite jedes Zahnes wird durch eine der gefundenen Curve ganz gleiche begrenzt. Reicht der Zahnfuss bis innerhalb des Umfanges der Grundkreise, so schliesst man an den Evolventenbogen noch eine gegen den Kreismittelpunkt gerichtete Gerade ac an, d. h. man begrenzt den Zahn innerhalb der Grundkreise radial. Für Zahnstangen ist bei dieser Verzahnung die Zahnbegrenzung eine um 75° gegen die Theilgerade geneigte gerade Linie. Daher die einfache und bequeme Herstellung dieser Zähne durch Handarbeit.

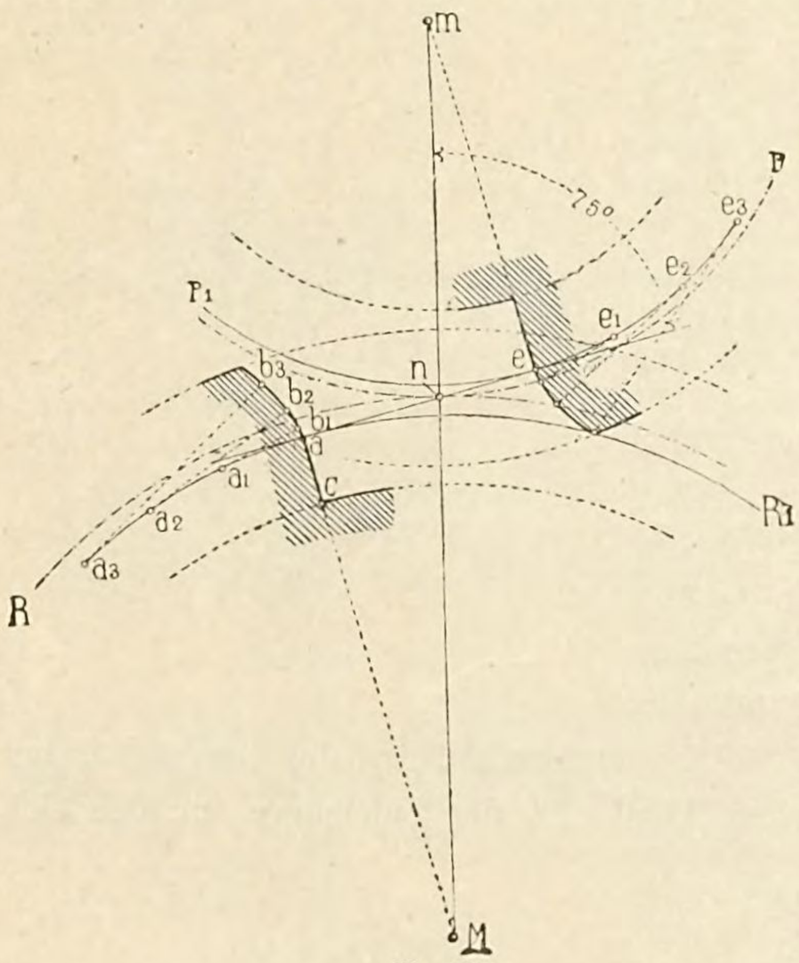


Fig. 298.

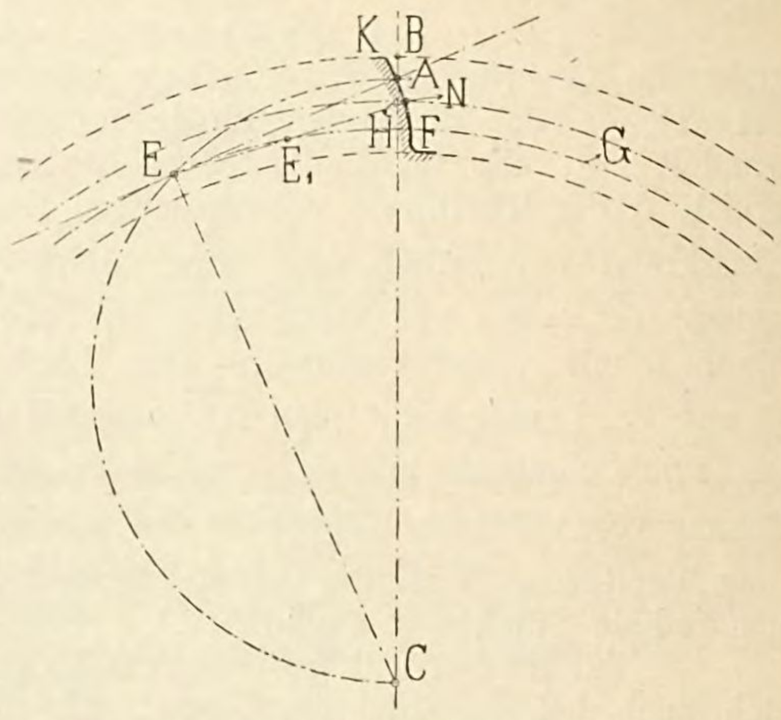


Fig. 299.

Ersatz der Evolventen durch Kreisbogen. Auch die Evolventenverzahnung lässt sich näherungsweise durch Kreisbogen ersetzen und zwar bei Rädern unter 56 Zähnen durch zwei Kreisbogen, bei solchen über 56 Zähnen mit einem Kreisbogen. Fig. 299 zeigt die Construction mittelst zweier Kreisbogen. Man mache $\overline{AH} = \overline{AB}$ und beschreibe über CA einen Halbkreis, lege durch A unter 75° gegen $\overline{BC}$ eine Gerade; wo diese in E den Halbkreis schneidet, dort ist der Mittelpunkt des Zahnbogens, der durch A geht und zwischen Kopf- und Theilkreis liegt. Der Durchschnittspunkt E_1 von $\overline{EN}$ mit dem Grundkreis G ist der Krümmungsmittelpunkt für die Zahnflanke zwischen Grund- und Theilkreis. Hieran schliesst sich ein kurzes radiales, bis zum Fusskreis reichendes Zahnstück.

Für Räder von mehr als 56 Zähnen genügt zwischen Kopf- und Fusskreis ein Kreisbogen, dessen Mittelpunkt auf dem Grundkreise in E liegt.

Bei einer Zähnezahl unter 56 ist der Fusskreis der Zähne kleiner als der Grundkreis. Das zwischen beiden liegende Stück der Zahnflanke ist gerade und radial. Bei 52—72 Zähnen fallen Fusskreis und Grundkreis zusammen. Bei mehr als 72 Zähnen ist der Fusskreis grösser als der Grundkreis.

Punkt- und Triebstockverzahnung. Wählt man den Radkreis bei der einfachen Cykloidenverzahnung so gross, wie den Theilkreis des kleineren der beiden zusammenarbeitenden Räder, so ergeben sich für den Theilkreis, auf welchem er rollt, cyklische Curven (Aufradlinien bei aussenverzahnten Rädern, Inradlinien bei innen verzahnten); für den anderen, ihm an Grösse gleichen Theilkreis entsteht keine Curve, das Zahnprofil geht vielmehr in einen im Theilkreis liegenden Punkt über (Punktverzahnung). Da in

Wirklichkeit ein treibender Punkt nicht ausführbar ist, so muss behufs Verwendung dieser Verzahnungsmethode eine Erweiterung eintreten, der Punkt muss in einen Kreis übergehen und der treibende Theil als ein cylindrischer, über jenem stehender Körper, Triebstock, gebildet werden (Fig. 300).

Der Radius r jenes Kreises wird $^{19}/_{80}$ der Theilung t gewählt; die Zahncurve des anderen Rades erhält man alsdann, indem man eine um den Radius r von der ursprünglichen Zahncurve $C_1 D$ abstehende Aequidistante verzeichnet. Die Eingrifflinie fällt mit dem kleineren Theilkreise zusammen; die Eingriffstrecke (gleich dem Eingriffbogen) muss grösser als $1{,}1\,t$ sein. Der Eingriff beginnt in der Centrallinie und erfolgt von dieser aus bis zum Durchschnittspunkte der Eingrifflinie mit dem Kopfbegrenzungskreise, der vorstehender Bedingung entsprechend zu legen ist. Das Fussprofil der Zähne kann entweder radial begrenzt oder abgerundet in den Kranz übergehen.

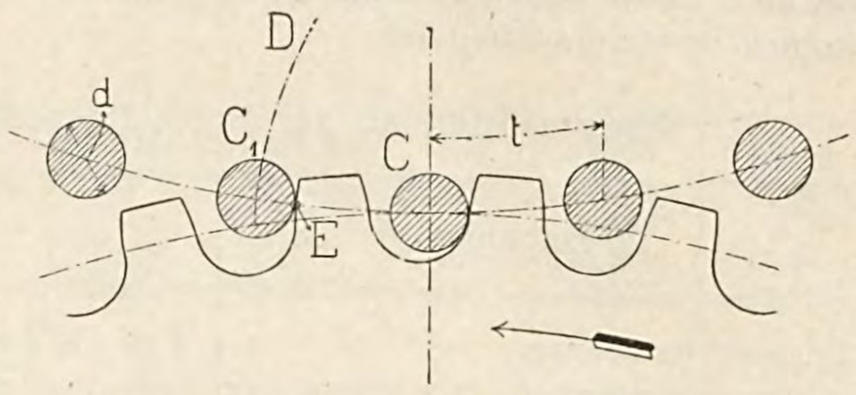


Fig. 300.

Triebstöcke giebt man immer dem getriebenen Theile (Rad oder Zahnstange), weil alsdann die Zahnwurzel zuerst eingreift und die Unrichtigkeit des Eingriffes, die eine Folge der Abnutzung ist, etwas vermindert wird.

Erhält die Stange die Triebstöcke, so bekommt das Rad nach der Kreisevolvente gestaltete Zähne; hat das Rad Triebstöcke, so sind die Zähne der Stange nach einer Cykloide zu krümmen. Obgleich die Triebstockverzahnung die geringste Zahnreibung verursacht, ist die Abnutzung der Triebstöcke bedeutend, da diese den Zahndruck immer nur auf einem verhältnissmässig kleinen Theil ihrer Oberfläche aufnehmen. Da sich Zahnstangen mit Triebstöcken sehr leicht aus Schmiedeeisen herstellen lassen (Stockleitern), und dieses weit besser den Kälteeinflüssen zu widerstehen vermag als Guss, so finden sich solche Zahnstangen, meist zwei Schienen, die durch die Triebstöcke verbunden sind, häufig bei Wasserschützen u. s. w.

Für Kettenräder müssen die Zahncurven Aequidistanten zu Kreisevolventen sein, die durch Wälzen des Radkreises entstanden sind.

Die Geradflankenverzahnung liefert Einzelräder und empfiehlt sich bei Holzeisenrädern namentlich für Winkeltriebe, weil sie die Flanken der Holzzähne als ebene Flächen darstellen lässt. Der Durchmesser des Rollkreises wird gleich dem Theilkreishalbmesser des Rades mit den Geradflankenzähnen gemacht, wodurch die sonst hypocykloidischen Begrenzungslinien der Zahnprofile in Gerade übergehen. Die Zähne des zweiten Rades sind bei äusserer Verzahnung nach wie vor epicykloidisch, bei innerer Verzahnung, wo das Hohlrad die gekrümmten Zähne erhält, hypocykloidisch geformt. In der Ausführung setzt man meist dem treibenden Rade die krummen Zähne auf und macht nur eine Ausnahme bei Verwendung der Holzeisenräder, wo, wie auch sonst immer gebräuchlich, dem treibenden Rade die Holzzähne gegeben werden. Die Entfernung des Fusskreises f_1 vom Theilkreis t_1 ist 0,6, die des Kopfkreises k_1 0,1 der Theilung. Beim Eisenzahnrad beträgt die Zahnkopflänge 0,5, die des Zahnfusses 0,2 der Theilung t.

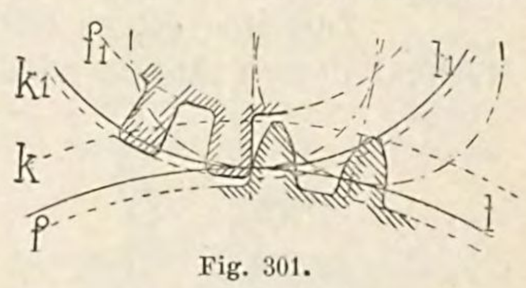


Fig. 301.

Zahnreibung.

Dieselbe hängt hauptsächlich von den Verzahnungscurven ab, lässt sich aus der Form, Grösse und Lage der Eingrifflinie bestimmen und ist wesentlich verschieden bei Zahnrädern mit äusserem und innerem Eingriff.

Die Zahnreibung ist eine Folge des Schleifens der zusammenarbeitenden Zahncurven aufeinander und wird stark beeinflusst von der Zähnezahl, da sie mit wachsenden Zähnezahlen rasch abnimmt.

Beim Reibungscoefficienten f (im Mittel $f = 0{,}15$, bei neuen und trocken gehenden Rädern $f = 0{,}20—0{,}25$), den Zähnezahlen z und z_1 und der Eingriffdauer e ist für den Arbeitsverlust A_1 durch die Zahnreibung (nach Reuleaux):

bei der Epi-Hypocykloidenverzahnung $p = \frac{A_1}{A} = \pi f \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z_1}\right) \frac{e}{2}$;

bei der Evolventenverzahnung $p = \frac{A_1}{A} = \pi f \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z_1}\right) {}^3/_4\, e$;

bei der Geradflankenverzahnung $p = \frac{A_1}{A} = \pi f \left(\frac{1}{z} \pm \frac{1}{z_1}\right) e$.

Das positive Vorzeichen hat Gültigkeit bei aussenverzahnten Rädern, das negative, wenn ein Hohlrad (z_1) im Paare vorkommt.

Durchschnittlich ist zu setzen $p = \frac{A_1}{A} = 0{,}01 — 0{,}03$, also $A_1 = 0{,}01\,A — 0{,}03\,A$, d. h. die durch Zahnreibung verzehrte Arbeit ist 1—3% der gesammten Arbeit.

Die Abnutzung der Zähne wird bedingt durch die Grösse des Reibungscoefficienten, vom Drucke

der Zähne aufeinander und vom Verhältniss der übereinander hingleitenden Profiltheile. Der Differenz der letzteren ist es zuzuschreiben, dass trotz constanten Zahndruckes die Abnutzung ungleichmässig erfolgt. Die sich hieraus ergebende oft bedeutende Formänderung zeigt sich vornehmlich bei den Evolventenzähnen, da hier das geriebene Flankenstück innerhalb des Theilkreises gegen das darauf reibende des anderen Zahnkopfes besonders klein ist.

Zusammenstellung der Vortheile und Nachtheile der verschiedenen Verzahnungsarten.

Verzahnung	Vortheile		Nachtheile	
Triebstockverzahnung.	Wenig Reibungsverlust.		Grosser Verschleiss.	
Verzahnung nach der Epi- und Hypocykloide.	Satzräder können danach construirt werden.	Sämmtliche cykloidische Verzahnungen besitzen einen geringen gleichmässigen Verschleiss.	Die Zahnform lässt sich nur schwierig mit Genauigkeit herstellen.	Sämmtliche cykloidische Verzahnungen müssen sehr genau montirt sein. Ein geringer Lagerverschleiss macht den Zahneingriff schon unrichtig.
Geradflankenverzahnung.	Leicht herstellbare Zahnform.		Kurze Eingriffstrecke. Es können keine Satzräder danach construirt werden.	
Verzahnung nach der Epicykloide mit geradlinig begrenztem Zahnfuss.	Leicht herstellbare Zahnform.		Satzräder können danach nicht construirt werden.	
Evolventenverzahnung.	Einfache Herstellung. Satzräder lassen sich danach construiren. Der richtige Eingriff ist in hohem Grade unabhängig von der Montage und dem Lagerverschleiss.		Verschleiss findet nicht so gleichmässig statt wie bei cykloidisch verzahnten Rädern.	

Zuweilen ist es erforderlich, um den Zahnfuss genügend stark zu bekommen, denselben zu verstärken, dessen Ansatz an den Radboden möglichst in die Lücke zu ziehen; diese Erweiterung darf jedoch nicht die Bahn des eingreifenden Zahnkopfes des anderen Rades schneiden, da sonst Klemmungen unvermeidlich wären. Diese Bahn des Zahnkopfes findet sich auf folgende Art: Gegeben seien die Zahncurven as des einen und $a_1 s b_1$ des anderen Rades, deren Verlängerung $a_1 a_0$ ist; die Eingrifflinie $x s y$ wird durch die Kopfkreise k und k_1 begrenzt. Man trage von s aus in der Richtung der zu profilirenden Zahnlücke die gleichen Theilkreisstücke $\overset{\frown}{s1}$, $\overset{\frown}{1\,2}$, $\overset{\frown}{2\,3}$ ... und $s1'$, $1'2'$, $2'3'$ auf den Theilkreisen auf, nehme nacheinander sa, $1a$, $2a$, $3a$ ... in den Zirkel und beschreibe mit diesen Längen als Radien aus $1'$ $2'$ $3'$ ... Kreise, so hüllen diese die Kopfbahn (das theoretische Profil des Zahnfusses) ein, welche das sanft in den Fusskreis übergehende wirkliche Profil $a_1 f_1$ des Zahnfusses tangiren muss. Das genannte theoretische Profil ist eine verlängerte oder verkürzte cyklische Curve.

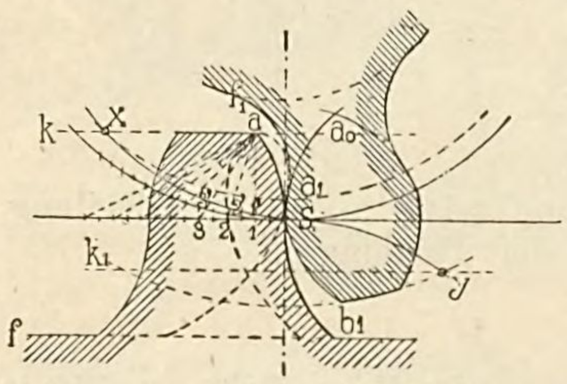


Fig. 302.

Die obere Begrenzung des Zahnprofiles — der Kopfkreis — wird bei den meisten Ausführungen um 0,3 der Theilung t vom Theilkreis aus nach aussen, der Fusskreis um 0,4 der Theilung t nach innen gelegt, sodass die gesammte Zahnhöhe 0,7 der Theilung beträgt.

Construction der Zahnräder.

Stirnräder. Es bezeichne allgemein n die Umdrehungszahl eines Rades in der Minute, R den Theilkreishalbmesser, t die Theilung, z die Zähnezahl, e die Axenentfernung, i das Uebersetzungsverhältniss eines Räderpaares, so ist

$$R = \frac{z}{2} \cdot \frac{t}{\pi};\quad z = \frac{2R\pi}{t};\quad \frac{t}{\pi} = \frac{2R}{z};\quad t = \frac{2R\pi}{z};\quad \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1} = i;\quad e = R_1 + R_2 \text{ für äussere Verzahnung;}\quad e = R_1 - R_2 \text{ für innere Verzahnung.}$$

Erhält man in einem bestimmten Falle bei gegebenem Radius R und bekannter Theilung t für die Zähnezahl z einen Bruch, so wählt man die nächstliegende ganze Zahl und berechnet aus dieser rückwärts den wirklich auszuführenden Werth R oder t, je nachdem es zulässig ist, den einen oder anderen um ein Geringes zu verändern.

Tabelle zur Bestimmung der Ausdrücke $\frac{t}{\pi}$ und $\frac{\pi}{t}$, wenn gegeben die Theilung t.

t	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{\pi}{t}$	t	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{\pi}{t}$	t	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{\pi}{t}$	t	$\frac{t}{\pi}$	$\frac{\pi}{t}$
10	3,183	0,31416	26	8,276	0,12083	50	15,915	0,06283	100	31,831	0,03142
12	3,820	0,26180	30	9,549	0,10472	60	19,099	0,05236	110	35,014	0,02856
15	4,775	0,20944	35	11,141	0,08976	70	22,282	0,04488	120	38,197	0,02618
18	5,729	0,17453	40	12,732	0,07854	80	25,465	0,03927	130	41,380	0,02417
22	7,003	0,14280	45	14,324	0,06981	90	28,648	0,03491	140	44,563	0,02244

Bei einer als ganze Zahl angenommenen Theilung t ergiebt sich wegen der Irrationalität von π in der Regel ein Werth für R, der erst abgerundet werden muss, ehe er mit dem Zirkel aufgetragen werden kann, und diese Aenderung fällt bei beiden Rädern ungleichmässig aus, bringt also auch eine ungleiche Theilung hervor. Ist auch die Differenz meist unbedeutend, so ist doch wegen der Unbequemlichkeit des Rechnens mit π eine andere, neuerdings vielfach verbreitete Theilmethode, die Durchmessertheilung, sehr empfehlenswerth. Man wählt einfach die Stufen der Theilung nicht nach Bruchtheilen oder Vielfachen der Maasseinheit, sondern nach einfachen Bruchtheilen oder Vielfachen der πfachen Maasseinheit, sodass $\frac{t}{\pi}$ (die Stichzahl) eine ganze Zahl ist.

Die Berechnung der Zahnräder erfolgt nach Annahme der Radien oder der Zähnezahlen und nach Maassgabe der Uebersetzungszahl. Die kleinste vorkommende Zähnezahl bei Cykloidenverzahnung ist $z = 9$, selten 8. Beim Rad mit Zahnstange, sowie bei innerer Verzahnung genügen 4—5 Zähne. Bei Kreisevolventenverzahnung sind die niedrigsten Zähnezahlen 15 und 15; 13 und 17; 11 und 19; will man beständig zwei Zähne im Eingriff haben, so sind bei dieser Art von Verzahnung die niedrigsten Zahlen 30 und 80, 40 und 60, 50 und 50.

Tabelle über die Theilung t, wenn $\frac{t}{\pi}$ als ganze Zahl gegeben ist.

$\frac{t}{\pi}$	t	$\frac{t}{\pi}$	t	$\frac{t}{\pi}$	t	$\frac{t}{\pi}$	t
3	9,425	8	25,133	16	50,265	28	87,965
4	12,566	9	28,274	18	56,549	32	100,531
5	15,708	10	31,416	20	62,832	36	113,097
6	18,850	12	37,699	22	69,115	40	125,664
7	21,991	14	43,982	25	78,540	45	141,372

Vortheilhaft in Bezug auf regelmässigen und leichten Gang ist es, die Räder gross zu machen, zumal wegen der Ungenauigkeit der Zähne; ein linearer Fehler, welcher zu ungunsten des gleichmässigen Ganges einwirkt, entspricht, am Umfange des grösseren Rades gemessen, einem kleineren Centriwinkel als am Umfange des kleineren Rades gemessen. Auch nutzen sich die Zähne kleinerer Räder weit rascher ab als die grösserer Räder, weil sie grösseren Druck auszuhalten haben und mehr zum Eingriff kommen. Ferner wird bei grossem Zahnradius die am Umfang wirkende Kraft, daher die Theilung und die Zahnhöhe klein, der Eingriff kurz und die Anzahl der Zähne gross; die auftretende Zahnreibung aus all diesen Gründen gering. Bei langsam umlaufenden, sogenannten Krahnrädern giebt man dem kleinsten Rad nicht gern weniger als 12—15 Zähne; bei Transmissionsrädern sollte man dem treibenden nicht weniger als 30, dem getriebenen mindestens 40 Zähne geben.

Obschon der Gebrauch, die Zähnezahlen zusammenarbeitender Räder als relative Primzahlen zu wählen, durch den hiermit gewonnenen Umstand, dass jeder Zahn des einen Rades mit allen andern des eingreifenden Rades in Eingriff kommt, vielfach vortheilhaft ist, kommt man doch neuerdings mehr und mehr davon ab, da die Vertheilung der Arme zuweilen mit Schwierigkeiten verbunden ist. Die Uebersetzung soll um so geringer sein, je rascher die Räder laufen, bei Transmissionsrädern mit $n \geqq 100$ Umdrehungen nicht über $i = 3$, bei geringeren Geschwindigkeiten 4; bei Wasserrädern wie bei Krahnrädern kommt als höchste Uebersetzung die 5- und 6fache vor. Bei Aufzugsmaschinen geht man mit den Uebersetzungen ins Langsame höchstens bis 12. Bei verlangten höheren Uebersetzungen benutzt man mehrfache Vorgelege und ist alsdann, wenn z_1, z_2, z_3, z_4 ... die Zähnezahlen der einzelnen ineinander greifenden Räder sind: $i = \left(\frac{z_1}{z_2}\right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_4}\right) \cdot \left(\frac{z_5}{z_6}\right)$.

Die Höhe der gebräuchlichen Zähne beträgt, wie bereits erwähnt, 0,7 der Theilung, selten mehr und nur bei Rädern, die heftigen Stössen ausgesetzt sind, weniger; von dieser gesammten Höhe entfallen 0,3 der Theilung auf den Zahnkopf (über dem Theilkreis); 0,4 auf den innerhalb des Theilkreises gelegenen Fuss. Die Zahndicke beträgt $^{19}/_{40}\ t$, die Zahnlücke $^{21}/_{40}\ t$; der Spielraum zwischen dem Kopf des einen und dem Boden der Lücke des anderen Rades 0,1 t. Ein gewisser Spielraum zwischen den Zähnen sowie

zwischen den Radkörpern und Zahnköpfen ist wegen ungenauer Herstellung und dazwischen gelangender Schmutztheilchen erforderlich, damit keine Klemmungen und Zahnbrüche eintreten. Obige Angaben passen für sorgfältig durch Guss erzeugte Zähne; genau ausgefräste bedürfen eines geringeren Spielraumes. Die Breite der Zähne beträgt bei langsam laufenden Rädern (Krahnrädern, Umdrehungszahl $n \leqq 50$) $b = 2\,t - 2{,}5\,t$; bei schnelllaufenden Rädern (Triebwerksrädern) $b = 2{,}5\,t - 4\,t$.

Für die Berechnung der Zahndimensionen wird angenommen, dass die Zahndicke im Grundkreise ebenso gross ist wie im Theilkreise, dass der Zahndruck P am Kopfe angreift und den Zahn längs des Grundkreises von dem Radkörper loszubrechen trachtet. Da aber ein steter Eingriff der Zahnräder verlangt wird, so muss, wenn der Eingriff eben am Kopfende des einen Zahnes eintritt, derselbe auch bereits bei dem nächsten, resp. vorhergehenden Zahnpaare statthaben; der gesammte Druck wird sich sonach auf zwei Zähne vertheilen und die wirkliche Beanspruchung eine noch geringere sein, als nach den gemachten Voraussetzungen als statthaft angenommen wurde.

Für **Krahnräder** wählt man die Beanspruchung der gusseisernen Zähne ungefähr $S = 2{,}5$ kg pro qmm des Zahnquerschnittes.

Bei der Zahntheilung t in mm, der Zahnbreite b in mm, der Zahnlänge (radiale Dimension) l in mm, der Zahn(fuss)dicke d in mm, dem Zahndrucke P in kg und der im Zahne eintretenden Biegungsspannung S, gilt allgemein:

$$b\,t = 6 \cdot \frac{P}{S} \left(\frac{l}{t}\right) \left(\frac{t}{d}\right)^2$$ und für die angenommenen Verhältnisse zwischen Zahnlänge und Dicke

$$b\,t = 16{,}8 \cdot \frac{P}{S}.$$

Die Theilung berechnet sich nach folgenden Formeln:

$$t = 2{,}74 \sqrt{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot P};\ \frac{t}{\pi} = 0{,}87 \sqrt{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot P}; \qquad t = 2{,}74 \sqrt{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{(PR)}{R}};\ \frac{t}{\pi} = 0{,}87 \sqrt{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{(PR)}{R}};$$

$$t = 2318 \sqrt{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{1}{R} \cdot \frac{N}{n}};\ \frac{t}{\pi} = 738 \sqrt{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{1}{R} \cdot \frac{N}{n}};$$

$$t = 3{,}61 \sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{(PR)}{z}};\ \frac{t}{\pi} = 1{,}15 \sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{(PR)}{z}}; \qquad t = 323 \sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{1}{z} \cdot \frac{N}{n}};\ \frac{t}{\pi} = 103 \sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{1}{z} \cdot \frac{N}{n}}.$$

Das Verhältniss der Zahnbreite zur Theilung wird bei Krahnrädern $\frac{b}{t} = 2 - 2{,}5$ genommen, demnach ist $\frac{t}{b} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2{,}5}$.

Eine grössere Theilung als etwa 140 mm liebt man nicht und umgeht solche entweder durch eine grössere Verbreiterung der Räder bei unveränderter Annahme der zulässigen Spannung oder durch ein- oder beiderseitiges Einbauen der Zähne, wobei alsdann eine höhere Spannung gewählt werden darf.

Für **Triebwerksräder** richtet sich die Grösse der zulässigen Biegungsbeanspruchung der Zähne nach der Geschwindigkeit, mit welcher diese Räder umlaufen, und kann genommen werden pro qmm

$S =$ 2,2 2,1 1,9 1,8 1,7 1,5 1,4 kg

für die Geschwindigkeit $v =$ 1 2 4 6 8 10 12 m pro Secunde

Die Theilung kann hiernach aus folgenden Gleichungen ermittelt werden:

$$t = 4{,}1 \sqrt{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{P}{S}};\ t = 4{,}1 \sqrt{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{(PR)}{R} \cdot \frac{1}{S}};$$

$$t = 3469 \sqrt{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{1}{RS} \cdot \frac{N}{n}};\ t = 4{,}727 \sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{(PR)}{z} \cdot \frac{1}{S}};\ t = 423 \sqrt[3]{\left(\frac{t}{b}\right) \cdot \frac{1}{z\,.\,S} \cdot \frac{N}{n}};$$

Um nicht eine zu bedeutende Theilung zu erhalten, die bei angenommenem Radhalbmesser eine geringe Anzahl dicker und langer Zähne liefern würde, nimmt man bei diesen Rädern allgemein die Breite grösser und setzt das Verhältniss $\frac{b}{t} = 2{,}5 - 3 - 3{,}5 - 4$, $\frac{t}{b}$ also $\frac{1}{2{,}5} - \frac{1}{3} - \frac{1}{3{,}5} - \frac{1}{4}$.

Ergiebt sich hier eine Theilung, welche 140 mm überschreitet, so bringt man zwei oder mehrere gleiche Räder auf dieselbe Welle und versetzt dieselben gegeneinander, sodass, wenn etwa 3 solcher Räder vorhanden, jedes derselben um $^1/_3$ der Theilung gegen das vorhergehende versetzt ist und die correspondirenden Zähne stufenförmig angeordnet erscheinen. Zuweilen versetzt man auch in solcher Art die Zähne von recht breiten einzelnen Rädern (Staffel- oder Etagenräder). Die eine oder andere Anordnung ergiebt bei genauer und sorgfältiger Ausführung einen ruhigen gleichförmigen Gang.

Als empfehlenswertheste kleinste Theilungen, unter welche man nicht gehen sollte, sind die aus folgender Gleichung sich ergebenden Resultate zu betrachten:

t in mm $= 10\,\text{mm} + 0{,}036\,R$, wobei R, der Radhalbmesser, in mm einzuführen ist.

Holzzahnräder, die oft des ruhigen Ganges halber mit Eisenzahnrädern zusammen verwendet werden, bedürfen wegen der geringeren Festigkeit des Materiales bei gleicher Breite grösserer Dickendimensionen als die entsprechenden Eisenzähne. Die für die dicken Holzzähne erforderlichen Räume werden durch Erweitern der Lücken eines gewöhnlichen, für den Eingriff mit Eisenzähnen berechneten Rades gewonnen. Durch Abarbeiten der Eisenzähne, das ohnedies bei Verwendung von Holz-Eisenzähnen geboten ist, sollen diese im Theilkreis 0,42 der Theilung gemacht werden. Die Zahnstärke des Holzzahnes wird dann $0{,}54\,t$ und der Spielraum $0{,}04\,t$. Auf diese Weise umgeht man die Herstellung eines besonderen Gussmodelles für das Eisenrad. Wird dieses aber angefertigt, so geschieht die Berechnung der Eisen- und der Holzzähne genau nach den im Folgenden gegebenen Regeln.

Bei Holz-Eisenrädern soll stets das treibende Rad die Holzzähne erhalten, wenigstens wenn sein Durchmesser nicht gar zu klein ist, da im entgegengesetzten Falle infolge des Gleitens, welches beim getriebenen Rade von der Spitze der Zähne nach dem Fusse fortschreitet, diese ausserordentlich abgenutzt werden und alsdann häufig zu erneuern sind.

Hat sich für zusammenarbeitende Eisenzahnräder eine Theilung t ergeben, so nehme man diejenige

für zusammenarbeitende Holz- und Eisenzähne	$t_1 = 1{,}4\,t$
für Holzzähne, die mit Holzzähnen zusammen arbeiten . . .	$t_1 = 1{,}58\,t$
bei Zähnen aus Schmiedeeisen	$t_1 = 0{,}7\,t$
bei Zähnen aus Messing oder Bronze	$t_1 = 1{,}3\,t$

Bei all diesen Veränderungen der Theilung ist wohl zu beachten, dass der einmal angenommene Theilkreishalbmesser seine Grösse unverändert beibehält und eine Veränderung der Theilung stets eine Veränderung der Zähnezahlen nach sich zieht.

Radkranz. Die Stärke des Radkranzes richtet sich nach der Grösse der Beanspruchung; es ist jedoch auch die Bedingung maassgebend, dass der Kranz bei seiner Abkühlung nach dem Guss nicht unrund werden darf. Beiden Bedingungen wird Genüge geleistet, wenn man die Kranzstärke für Eisenzahnräder im Mittel $k = 0{,}5\,t$ macht. Besitzt der Kranz am inneren Umfange eine Verstärkungsrippe, so darf seine radiale Dicke auch etwas schwächer gehalten werden. Als kleinste Kranzstärke ist $k_{\min} = 5\,\text{mm} + 0{,}018\,R$ (wobei R in mm) anzusehen.

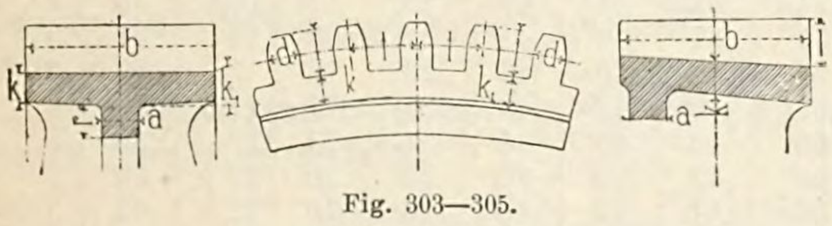


Fig. 303—305.

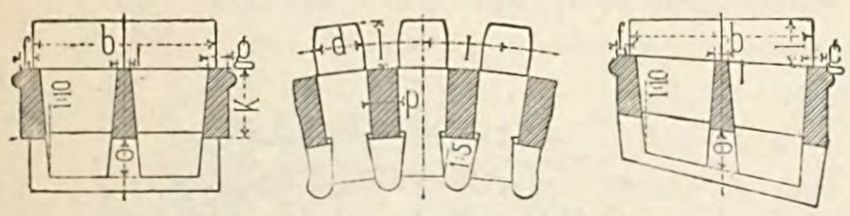


Fig. 306—308.

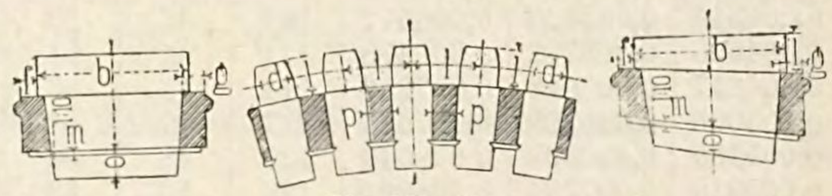


Fig. 309—311.

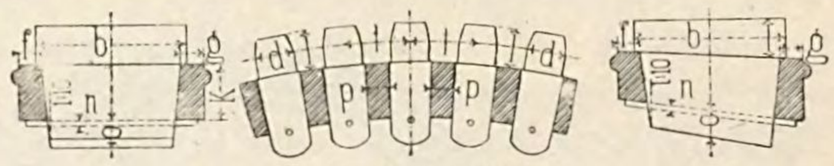


Fig. 312—314.

Bei Rädern mit Holzzähnen erhält der Kranz eine aus Fig. 306—314 ersichtliche Form; er ist nicht massiv, sondern von Löchern mit radial verlaufenden Wandungen, welche zur Aufnahme der Zähne bestimmt sind, durchbrochen. Die Zähne werden entweder durch Blech- oder Holzkeile, welche an der Kranzinnenseite zwischen die Zahnstiele eingetrieben werden (Fig. 306—311), oder durch in letztere getriebene Stahlstifte (bis 5 mm stark) befestigt (Fig. 312—314). Holzzähne von mehr als 200 mm Breite werden als nebeneinander sitzende Doppelzähne (Fig. 306—308) ausgeführt. Die Zahl der Holzzähne ist stets so einzurichten, dass die Rippen der Arme auf eine Zahnlücke treffen. Der Anschluss der Arme an den Kranz ist aus Fig. 315—318 ersichtlich.

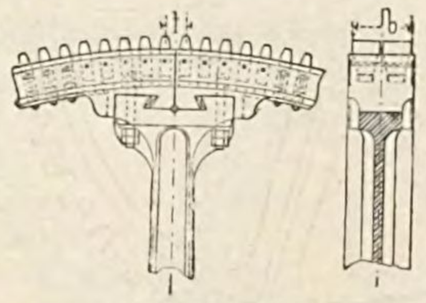


Fig. 315—316.

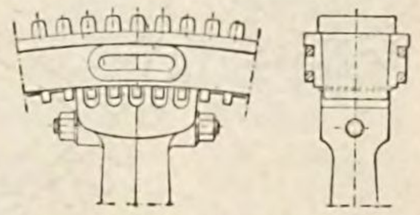


Fig. 317—318.

Radarme. Bei kleinen Zahntrieben giesst man den Raum zwischen Radkranz und Nabe fast in der Dicke des Kranzes voll. Bei etwas grösseren Dimensionen nimmt eine starke Scheibe (vergl. Fig. 319), zuweilen durch Rippen verstärkt, diese Stelle ein. In den meisten Fällen aber werden Kranz und Nabe durch Arme miteinander verbunden, welche bei Stirnrädern meist in kreuzförmigem Querschnitt, bei denjenigen Stirnrädern aber, die billig in der Herstellung sein sollen, und bei den Kegelrädern in T-Form ausgeführt werden.

Tabelle über Theilung, Zahndicke und Zahnkranzdimensionen der Holz- und Eisenräder bei bekanntem Werthe $\frac{1}{R} \cdot \frac{N}{n}$. (Vergl. Fig. 303—314).

Werthe von $\frac{1}{R} \cdot \frac{N}{n}$.			Theilung	Stärke d in mm		Stärke d bei Eisen in Eisen in mm	Zahnkranzdicke bei Holzzähnen	Zahnkranzdicke bei Eisenzähnen	f	g	$r = p$	$f_1 = i$	$o = a$	m	k_1	n
$b = 2\,t$	$b = 2{,}5\,t$	$b = 3\,t$	mm	bei Eisen	in Holz		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
0,000335	0,000419	0,000503	30	12	16	14,2	34	15	13	18	14	9	27	3	14	1,5
0,000405	0,000507	0,000608	33	13	18	15,7	36	16	14	19	15	9	28	3	15	1,5
0,000482	0,000603	0,000724	36	14	20	17,1	38	18	15	20	16	10	30	3,5	17	1,5
0,000566	0,000708	0,000849	39	16	22	18,5	40	20	16	21	17	10	31	4	19	2
0,000657	0,000821	0,000985	42	17	23	19,9	42	21	17	22	18	11	33	4	20	2
0,000754	0,000942	0,001131	45	18	25	21,4	44	22	17	23	19	11	34	4	21	2
0,000858	0,001072	0,001286	48	20	26	22,8	46	24	18	24	20	12	36	4,5	23	2
0,000968	0,001210	0,001452	51	21	28	24,2	48	25	19	25	21	12	37	5	24	2,5
0,001086	0,001357	0,001628	54	22	30	25,6	50	27	20	26	22	13	39	5	26	2,5
0,001209	0,001511	0,001814	57	23	31	27	52	29	21	27	23	13	40	5,5	28	2,5
0,001340	0,001675	0,002010	60	24	33	28,5	54	30	22	28	24	14	42	6	29	2,5
0,001477	0,001846	0,002216	63	25	35	29,9	56	31	23	29	25	14	43	6	29	3
0,001622	0,002026	0,002432	66	26	37	31,4	58	33	24	30	26	15	45	6,5	31	3
0,001772	0,002215	0,002657	69	28	38	32,8	60	34	25	31	27	15	47	7	31	3
0,001930	0,002412	0,002894	72	29	40	34,2	62	36	26	32	28	16	48	7	33	3
0,002094	0,002617	0,003141	75	30	41	35,6	64	38	27	33	29	16	50	7,5	35	3,5
0,002264	0,002830	0,003396	78	31	43	37	66	40	27	34	30	17	51	8	37	3,5
0,002442	0,003052	0,003663	81	32	45	38,5	68	41	28	35	31	17	53	8	38	3,5
0,002626	0,003282	0,003939	84	34	46	39,9	70	42	29	36	32	18	54	8	39	3,5
0,002817	0,003521	0,004226	87	35	48	41,3	72	44	30	37	33	18	56	8,5	41	4
0,003015	0,003768	0,004522	90	36	50	42,7	74	45	31	38	34	19	57	9	42	4
0,003220	0,004024	0,004829	93	37	51	44,1	76	47	32	39	35	19	59	9	44	4
0,003434	0,004287	0,005145	96	38	53	45,5	78	48	33	40	36	20	60	9,5	45	4
0,003648	0,004560	0,005472	99	40	54	46,9	80	50	34	41	37	20	62	10	46	4,5
0,003872	0,004840	0,005809	102	41	56	48,4	82	51	35	42	38	21	63	10	47	4,5
0,004104	0,005129	0,006156	105	42	58	49,8	84	52	36	43	39	21	65	10,5	48	4,5
0,004344	0,005426	0,006512	108	43	59	51,2	86	54	37	44	40	22	67	10,5	50	4,5
0,004596	0,005732	0,006879	111	44	61	52,7	88	55	37	45	41	22	68	11	51	5
0,004837	0,006046	0,007256	114	46	63	54,1	90	57	38	46	42	23	70	11	53	5
0,005096	0,006368	0,007643	117	47	64	55,5	92	59	39	47	43	23	71	11,5	55	5
0,005360	0,006699	0,008040	120	48	66	57	94	60	40	48	44	24	73	12	56	5
0,005910	0,007384	0,008864	126	50	69	59,9	98	63	42	50	46	25	76	12	59	5
0,006486	0,008104	0,009728	132	52	73	62,7	102	66	44	52	48	26	79	12	62	5
0,007088	0,008860	0,010633	138	54	76	65,5	106	69	46	54	50	27	82	12	65	5

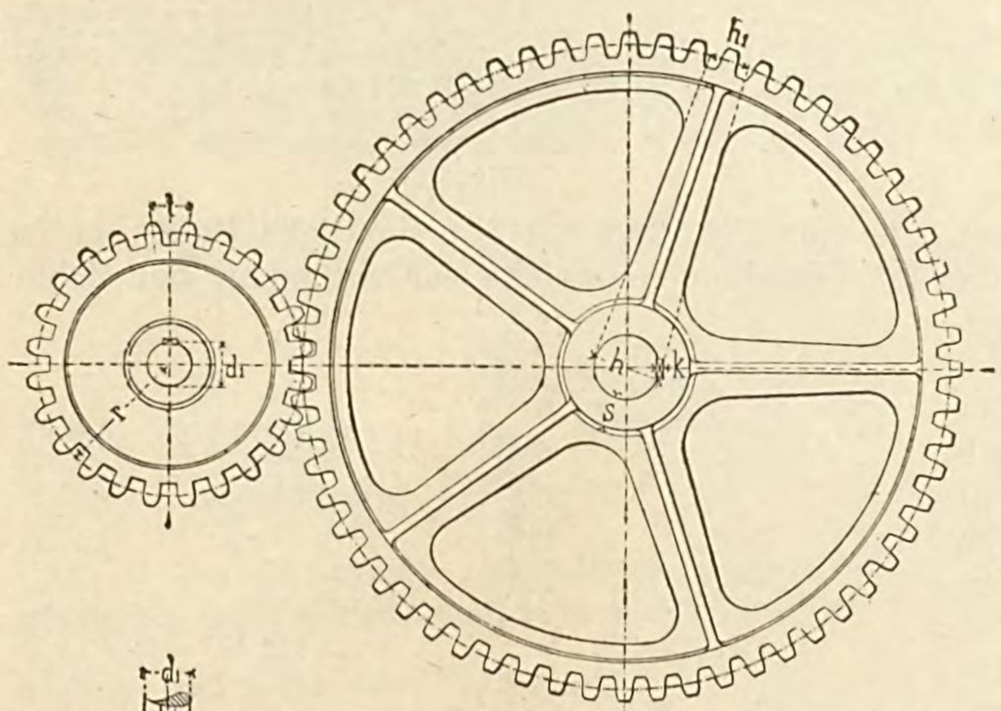


Fig. 319—320.

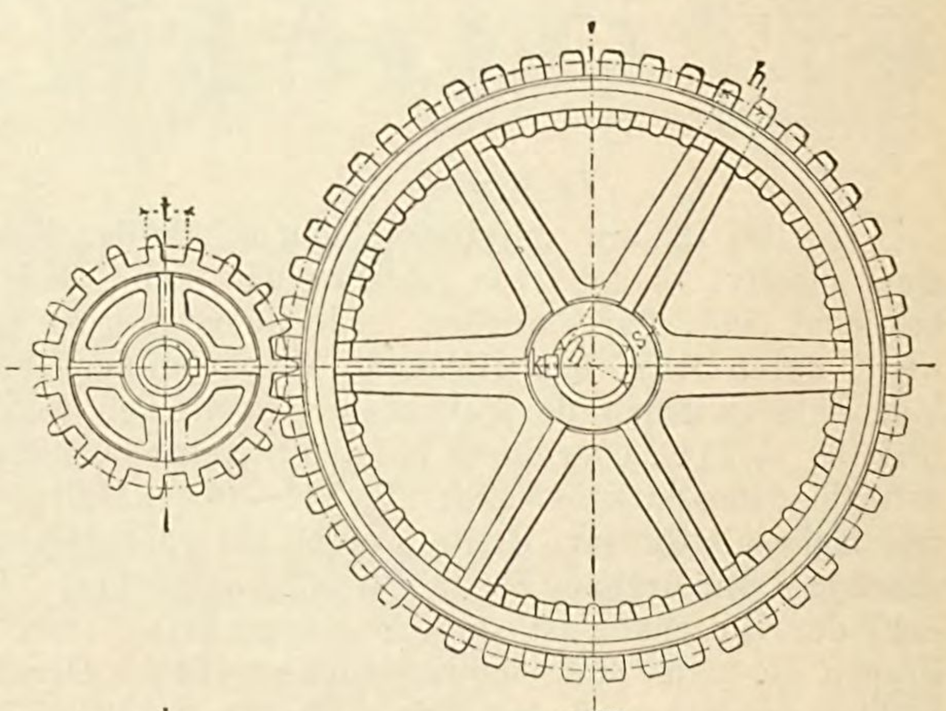


Fig. 321—322.

Die Anzahl der Arme richtet sich nach der Zahl der Zähne, sodass letztere durch erstere theilbar ist; sie kann derjenigen ganzen Zahl (wenn $\frac{R}{d} < 6$), oder derjenigen ganzen geraden Zahl (wenn $\frac{R}{d} > 6$) gleichgesetzt werden, die eben diesem Werthe $\frac{R}{d}$ am nächsten liegt. (Vergl. auch nachstehende Tabelle).

Die Armbreite h wird in der Mitte gleich $2—2{,}5\,t$ genommen oder bestimmt sich aus nachstehender Tabelle; die Armbreite h_1 am Kranz beträgt $0{,}7—0{,}75$ des für die Mitte gefundenen Werthes. Die Armdicke q wird zu 0,2 der Armbreite h, die Rippendicke p zu 0,8 der Armdicke q angenommen, also

$$h_1 = 0{,}7\,h - 0{,}75\,h;\ q = \frac{h}{5};\ p = {}^4/_5\,q = {}^4/_{25}\,h = 0{,}16\,h.$$

Es ist darauf zu achten, dass die Armdicke q zwischen den Grenzen $0{,}4\,t$ und $0{,}55\,t$ liege. Bei Rädern mit hölzernen Zähnen soll $\frac{h}{2}$ ungefähr $= 0{,}9\,t$ sein. Wird diese Bedingung nach Obigem nicht erfüllt, so ändert man die Armdicke um und findet alsdann die neue Armbreite nach $\frac{h_n}{h} = \sqrt{\frac{q}{q_n}}$, wenn h die alte, h_n die neue Armbreite, q die alte, q_n die neue Armdicke darstellt.

Giebt man den Armen elliptischen Querschnitt, so wird der grösste Durchmesser derselben $h_e = 0{,}9\,h$, der kleinste Durchmesser $q_e = \frac{h_e}{2}$.

Tabelle der Armbreite.

h = Breite der Radarme in mm	Werthe $\frac{N}{n} = \frac{\text{Anzahl der Pferdekräfte, die das Rad überträgt}}{\text{Anzahl der Umgänge des Rades pro Minute}}$ für			
	4 Arme	6 Arme	8 Arme	10 Arme
40	0,017	0,026	—	—
50	0,036	0,054	0,072	—
60	0,059	0,088	0,117	0,146
70	0,099	0,149	0,198	0,248
80	0,139	0,208	0,277	0,347
100	0,289	0,433	0,578	0,772
120	0,469	0,703	0,937	1,172
140	0,794	1,191	1,589	1,919
160	1,110	1,665	2,221	2,778
180	1,582	2,373	3,164	3,955
200	2,312	3,468	4,624	5,830
220	2,888	4,332	5,776	7,220
240	3,750	5,625	7,500	9,375

Nabe. Ihre Länge ist in Millimetern $n = b + 0{,}06\,R$, ihre Dicke $s = 0{,}4\,(d + 10)$, wobei R, der Radhalbmesser, und d, der ausgeführte Wellendurchmesser, in mm einzuführen ist. Die Keilbreite beträgt $0{,}35\,s$.

Nachstehend geben wir die Tabellen zweier renommirten Fabriken über Dimensionen und Gewichte ihrer Transmissionsräder.

Satzrädertabelle der Eisengiesserei von Otto Gruson & Co., Buckau-Magdeburg.

Druck, den der Zahn mit 20facher Sicherheit trägt in kg	Theilung in mm	Theilkreisdurchm. bei Z Zähnen mm	Zahndicke im Theilkreis mm	Zahnhöhe mm	Kopfhöhe mm	Fusshöhe mm	Breite mm		Volle Getriebe Zähne	4 Arme		6 Arme		8 Arme		10 Arme	
										Zähne	Gewicht	Zähne	Gewicht	Zähne	Gewicht	Zähne	Gewicht
$P.$	$t.$	$\frac{t}{3{,}14} \cdot Z$	d	l			$2{,}5t$	$3\,t$	Zähne	von bis	in kg.	von bis	in kg	von bis	in kg	von bis	in kg
										bei einer Breite von $2{,}5\,t$ annähernd.							
40	15	4,775 . Z	7,0	11	5	6	37	45	20—40	41—90	0,10 (Z-7)	91—200	0,12 (Z-8)	201—300	0,14 (Z-8)		0,15 (Z-9)
75	20	6,366 . Z	9,5	14	6	8	50	60	14—34	35—85	0,24 (Z-7)	86—175	0,27 (Z-8)	176—300	0,32 (Z-8)		0,36 (Z-9)
120	25	7,958 . Z	12,0	18	8	10	60	75	11—31	32—80	0,45 (Z-7)	81—160	0,53 (Z-8)	161—300	0,62 (Z-8)		0,70 (Z-9)
175	30	9,549 . Z	14,5	22	10	12	75	90	11—25	26—72	0,80 (Z-7)	73—143	0,92 (Z-8)	144—248	1,08 (Z-8)	249—300	1,21 (Z-9)
240	35	11,140 . Z	17,0	25	11	14	85	105	11—24	25—68	1,26 (Z-7)	69—133	1,46 (Z-8)	134—220	1,72 (Z-8)	221—300	1,93 (Z-9)
300	40	12,732 . Z	19,0	28	12	16	100	120	11—23	24—64	1,90 (Z-7)	65—124	2,18 (Z-8)	125—205	2,56 (Z-8)	206—300	2,88 (Z-9)
390	45	14,324 . Z	21,5	32	14	18	110	135	11—22	23—60	2,68 (Z-7)	61—117	3,10 (Z-8)	118—193	3,64 (Z-8)	194—300	4,10 (Z-9)
480	50	15,916 . Z	24,0	36	16	20	125	150	11—21	22—58	3,69 (Z-7)	59—111	4,15 (Z-8)	112—184	5,00 (Z-8)	185—300	5,62 (Z-9)
580	55	17,507 . Z	26,5	40	17	23	140	165	11—20	21—55	4,90 (Z-7)	56—105	5,66 (Z-8)	106—176	6,65 (Z-8)	177—300	7,49 (Z-9)
700	60	19,099 . Z	29,0	44	19	25	150	180	11—19	20—52	6,37 (Z-7)	53—101	7,34 (Z-8)	102—168	8,64 (Z-8)	169—285	9,72 (Z-9)
820	65	20,690 . Z	31,5	48	21	27	160	195	11—18	19—45	8,10 (Z-7)	46— 98	9,34 (Z-8)	99—161	10,98 (Z-8)	162—265	12,36 (Z-9)
960	70	22,282 . Z	34,0	51	22	29	175	210	11—17	18—44	10,12 (Z-7)	45— 93	11,66 (Z-8)	94—154	13,72 (Z-8)	155—245	15,43 (Z-9)
1100	75	23,874 . Z	36,5	55	24	31	190	225	11—16	17—44	12,44 (Z-7)	45— 91	14,34 (Z-8)	92—149	16,89 (Z-8)	150—230	18,98 (Z-9)
1260	80	25,465 . Z	39,0	58	25	33	200	240	11—16	17—43	15,10 (Z-7)	44— 87	17,41 (Z-8)	88—145	20,48 (Z-8)	146— 216	23,04 (Z-9)
1430	85	27,057 . Z	41,5	62	27	35	210	255	11—15	16—43	18,12 (Z-7)	44— 84	20,88 (Z-8)	85—140	24,56 (Z-8)	141—200	27,64 (Z-9)
1600	90	28,648 . Z	44,0	66	29	37	230	270	11—15	16—42	21,50 (Z-7)	43— 83	24,79 (Z-8)	84—136	29,16 (Z-8)	137—190	32,80 (Z-9)
1800	95	30,240 . Z	46,5	70	31	39	240	285	11—14	15—41	25,28 (Z-7)	42— 82	29,15 (Z-8)	83—133	34,30 (Z-8)	134—180	38,58 (Z-9)
2000	100	31,832 . Z	49,0	74	32	42	250	300	11—14	15—40	29,50 (Z-7)	41— 80	34,00 (Z-8)	81—130	40,00 (Z-8)	131—172	45,00 (Z-9)

Tabelle für Stirnräder mit Eisenzähnen von der Firma: Briegleb, Hansen & Co., Gotha.

Zulässiger Zahndruck P in kg	Theilung mm	Theilkreisdurchmesser $2R$ in mm	Breite = 3 × Theilung. Gewichte in kg			
			11—72 Zähne	73—108 Z.	109—144 Z.	145—180 Z.
208	25	7,9577 . Z.	0,5 . Z.	0,62 . Z.	0,77 . Z.	0,80 . Z.
300	30	9,5493 „	0,6 „	1,10 „	1,25 „	1,39 „
408	35	11,1408 „	1,32 „	1,68 „	1,98 „	2,21 „
533	40	12,7324 „	2,3 „	2,60 „	2,93 „	3,28 „
675	45	14,3239 „	3,2 „	3,78 „	4,10 „	4,65 „
833	50	15,9155 „	4,56 „	5,18 „	5,62 „	6,45 „
1050	55	17,5070 „	5,96 „	6,80 „	7,68 „	8,46 „
1200	60	19,0986 „	7,76 „	8,88 „	10,00 „	11,10 „
1400	65	20,6901 „	9,7 „	11,00 „	12,40 „	13,95 „
1630	70	22,2817 „	12,2 „	14,00 „	15,80 „	17,40 „
1875	75	23,8732 „	15,0 „	17,00 „	19,20 „	21,30 „
2130	80	25,4648 „	18,0 „	21,20 „	23,40 „	26,05 „
2400	85	27,0563 „	22,4 „	25,00 „	28,40 „	31,50 „
2700	90	28,6479 „	26,5 „	30,00 „	33,80 „	37,10 „
3000	95	30,2394 „	30,2 „	35,10 „	39,60 „	44,00 „
3330	100	31,8310 „	35,8 „	40,80 „	45,90 „	51,00 „
3675	105	33,4225 „	40,4 „	47,30 „	53,10 „	58,80 „
4030	110	35,0141 „	46,3 „	54,40 „	60,90 „	68,00 „
4400	115	36,6056 „	54,0 „	62,20 „	70,10 „	77,40 „
4800	120	38,1972 „	62,0 „	71,00 „	80,00 „	87,50 „
5200	125	39,7887 „	70,0 „	80,00 „	90,00 „	99,50 „
5620	130	41,3803 „	78,5 „	90,00 „	101,50 „	112,00 „
6075	135	42,9718 „	88,0 „	100,00 „	112,80 „	125,00 „
6530	140	44,5634 „	98,0 „	112,50 „	126,50 „	140,00 „
7000	145	46,1549 „	109,0 „	125,00 „	140,00 „	155,50 „
7500	150	47,7465 „	120,0 „	138,00 „	155,00 „	172,00 „

Bemerkungen. Der zulässige Zahndruck ist nach $P = \frac{t^2}{6} S$ berechnet. S mit 2 kg pro qmm eingeführt. Für Räderpaare mit Holzkämmen, deren Stärke die 1,4fache der Eisenzähne ist, gilt (wenn für Eisen $S = 2$ kg, für Holz $S = 1$ kg gesetzt wird) $P = \frac{t^2}{4,32}$, somit wird die Theilung für Holzkammräder die 1,2fache der in der Tabelle angegebenen. Für konische Räder betragen die Gewichte durchschnittlich 0,92 von den in der Tabelle angeführten.

Kegelräder.

Während die cylindrischen oder Stirnräder die rotirende Bewegung auf parallele Wellen übertragen, bedarf es zur Fortleitung der Rotationsbewegung auf sich schneidende Wellen verzahnter Räder, welche nach Art der abgestumpften Kegel gebildet sind und deshalb den Namen „Kegelräder“ führen.

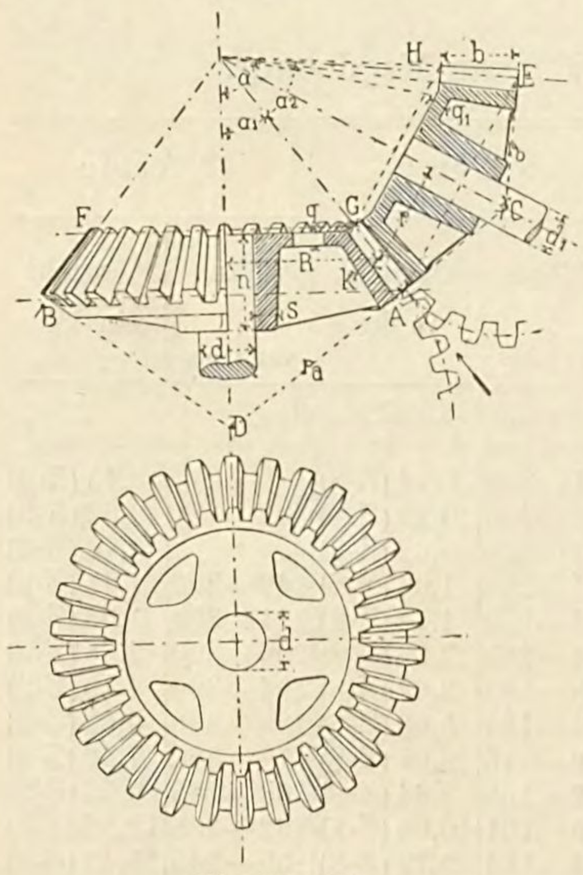


Fig. 323—324.

Die nach der Epi- oder Hypocykloide gestalteten Zahnflächen der Stirnräder kann man entstehen denken durch Wälzen eines (Roll-)Cylinders auf einem über dem Theilkreise construirten Cylinder, während eine Mantelgerade des ersteren die Fläche beschreibt. Hier, bei den Kegelrädern, werden die nach Cykloiden gekrümmten Zahnflächen durch Rollen von Kegeln, Rollkegeln, erzeugt, die mit den über den Theilkreisen construirten Grundkegeln die gleiche Kegelspitze, nämlich den Durchschnittspunkt der geometrischen Axen der Räder, haben. Jeder Punkt in der Oberfläche eines Kegels bewegt sich beim Abrollen auf einem anderen in einer Kugeloberfläche. In einer solchen müsste nun auch die Aufzeichnung erfolgen, um genau richtige Zahncurven zu erhalten. Man begnügt sich jedoch mit einer für die Praxis genügend genauen Construction in einer jene Kugelfläche tangirenden Fläche, deren Erzeugende, an die Basis des Grundkegels angelegt, senkrecht zu dessen Mantellinie gelegen ist; oder man fügt, wie gemeinhin gesagt wird, zu den Grundkegeln noch zwei Ergänzungskegel, auf denen man die Aufzeichnung vornimmt.

Die Construction der Verzahnung geschieht wie folgt (Fig. 323). Von den Punkten D und C aus schlägt man mit r_a bezüglich r_b die Theilkreise der beiden Stirnräder, deren Verzahnung mit der verlangten Kegelradverzahnung in der Ebene DC übereinstimmt. Wie bei den Stirnrädern werden dann die beiden Kopfkreise und Fusskreise gezogen, die Theilung wird aufgetragen und die Zahncurven werden construirt

Bei der Ausführung der Verzahnung geht man sicherer, wenn man in der beschriebenen Weise auch für die Theilkreise FG und GH die Verzahnung aufzeichnet. Die Papierstreifen mit diesen beiden Aufzeichnungen werden dann ausgeschnitten und auf die beiden vorher auf Maass abgedrehten Endflächen der Zähne genau aufgeklebt, worauf die genaue Bearbeitung stattfindet.

Bezeichnet α den Winkel, welchen die beiden Radmittelaxen einschliessen, so erhält man die Werthe r_a und r_b aus folgenden Formeln:

$$r_a = \frac{R}{r + R\ cos\ \alpha} \cdot \sqrt{R^2 + r^2 + 2\,.\,R\,.\,r\,.\,cos\ \alpha}; \qquad r_b = \frac{r}{R + r\,.\,cos\ \alpha} \cdot \sqrt{R^2 + r^2 + 2\,.\,R\,.\,r\ cos\ \alpha.}$$

Dementsprechend werden die Zähnezahlen der Hilfsstirnräder:

$$z_a = \frac{z}{z_1 + z\,.\,cos\ \alpha} \cdot \sqrt{z^2 + {z_1}^2 + 2\,.\,z\,.\,z_1\,.\,cos\ \alpha}; \quad z_b = \frac{z}{z + z_1\,.\,cos\ \alpha} \cdot \sqrt{z^2 + {z_1}^2 + 2\,.\,z\,.\,z_1\,.\,cos\ \alpha.}$$

Für $\alpha = 90^0$ (vergl. Fig. 327) wird

$$r_a = \frac{R}{r}\sqrt{R^2 + r^2}; \; r_b = \frac{r}{R}\sqrt{R^2 + r^2};$$

$$z_a = \frac{z}{z_1}\sqrt{z^2 + {z_1}^2}; \; z_b = \frac{z_1}{z}\sqrt{z^2 + {z_1}^2}.$$

Wie schon aus der Bildung der Zahnflächen hervorgeht, müssen sich die Zähne in der Richtung gegen die Kegelspitze verjüngen, überall aber einander ähnliche Querschnitte zeigen.

Damit sich die Kegelräder richtig und gut aus dem Sande herausheben lassen, dürfen die Zähne nie unterkrümmt sein, müssen sich vielmehr vom Fuss zum Kopf beständig verjüngen. Dieser Bedingung entspricht sehr gut die Evolventenverzahnung, weshalb sie für Kegelräder sich besonders empfiehlt. Wegen der Fehler, welche der Methode der Hilfsstirnräder immerhin entspringen, soll nach Reuleaux die Zähnezahl eines Kegelrades nicht weniger als 24 betragen.

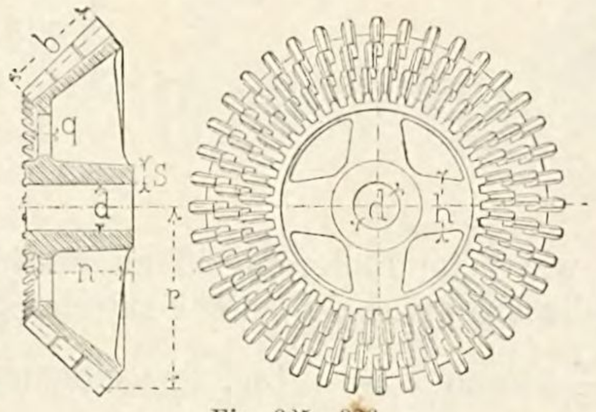


Fig. 325—326.

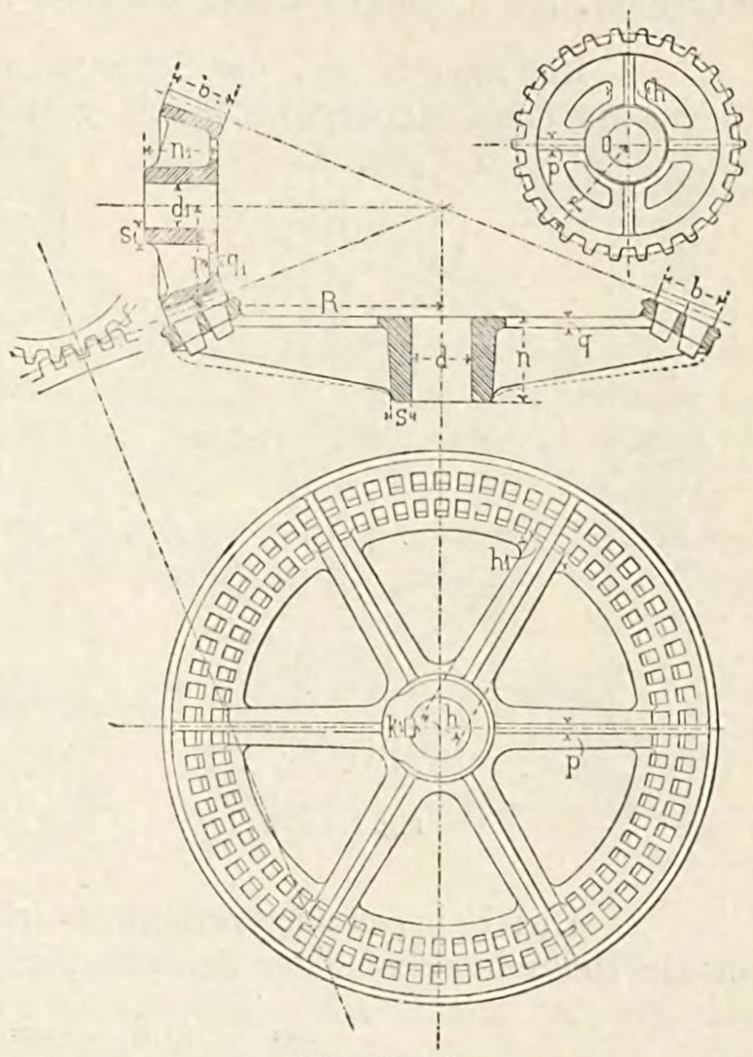


Fig. 327—329.

Kegelräder werden in der Regel nicht als Satzräder, sondern als Einzelräder construirt. Uebrigens werden in der Praxis Abweichungen in der Länge der Berührungslinien der Grundkegel bis zu 5% als statthaft betrachtet („Bastardräder"). Hat man also ein rechtwinkelig zusammenarbeitendes Kegelräderpaar von 30 und 60 Zähnen, so ist es erlaubt, in das 30zähnige Rad ein solches von 60 $(1 \pm 0{,}05)$ d. h. 57 bis 63 Zähnen rechtwinkelig eingreifen zu lassen.

Die Theilung der Kegelräder wird nach den früheren Formeln für Stirnräder berechnet und auf dem mittleren, seltener auf dem grössten Theilkreis aufgetragen.

Radkranz und Arme der Kegelräder werden ebenso wie für die Stirnräder berechnet, nur erhalten die Arme meist eine T-förmige Gestalt. Die Nabe der Kegelräder wird, um das Kippen unmöglich zu machen, etwas länger gehalten, als bei Stirnrädern und zwar $n = b + 0{,}1\,R$ in mm.

Schraubenrad und Schrauben ohne Ende.

Diese Maschinentheile dienen in ihrer Verbindung zur Uebertragung von Drehbewegung auf sich kreuzende Wellen und zur gleichzeitigen, meist bedeutenden Uebersetzung der Bewegung „ins Langsame". Die in das Rad eingreifende Schraube ohne Ende oder Schnecke besitzt Gewinde, deren Querschnitte genau wie die Querschnitte der Zähne einer Zahnstange nach der Evolventenverzahnung gebildet und bei der Verzeichnung wie diese in einem Längsschnitt der Schraube aufgetragen werden. Die gebräuchlichste Verwendung ist derart, dass die Schnecke den Antrieb empfängt, der treibende Theil ist, während das Rad getrieben wird, nur selten und dann bei Verwendung mehrgängiger Schrauben findet die umgekehrte Bewegungsübertragung statt. Bei jeder Umdrehung der Schraube bewegt sich das wie in eine Zahnstange eingreifende Rad um die Steigung fort und je nachdem die Steigung gleich einer oder mehreren Theilungen des Radprofiles ist, je nachdem also die Schraube ein- oder mehrgängig ist, wird auch das in die Schraube eingreifende Rad um eine oder mehrere Theilungen fortbewegt.

Die Zähne der Schraubenräder sind häufig in billigster Herstellung von gerader prismatischer Form (Fig. 330—332), obgleich sie alsdann anfangs nur einen schlechten (theoretisch ganz unrichtigen) Eingriff geben, der erst bei fortschreitender Abnützung besser wird. Solche Zähne werden oft vom Theilkreise oder vom Grund aus an den Seiten gegen die Schraubenaxe radial abgeschrägt, da ihre äussersten Punkte nie oder nicht richtig zum Eingriff kommen. Bei rechtwinkliger Schränkung der Axen dürfen die prismatischen Zähne nicht parallel zur Rotationsaxe des Schneckenrades, sondern, damit sie möglichst in der ganzen Breite von

der Schnecke angegriffen werden, um den Steigungswinkel γ derselben geneigt in der Richtung des Schneckengewindes liegen. Für diesen Winkel findet sich: $tang\,\gamma = \frac{t}{2\pi r} = 0{,}15915\ \frac{t}{r}$; wobei t die Schraubensteigung, r den Theilcylinderhalbmesser (mittleren Schraubenradius) bedeutet. Ist schiefwinkelige Schränkung der Axen statthaft, so kann man auch ein gewöhnliches Stirnrad benutzen; nur muss dann die Schraubenaxe um den Winkel γ aus der ersten Lage herausgedreht werden. Zu beachten ist hierbei, dass die Steigung der Schraube nicht gleich der Theilung t des Rades, sondern $= \frac{t}{cos\,\gamma}$ zu nehmen ist.

Richtiger ist es, die Schneckenradzähne überhaupt nicht als Prismen, sondern (durch Fräsen) als Segmente eines Muttergewindes zu gestalten (Fig. 330—334).

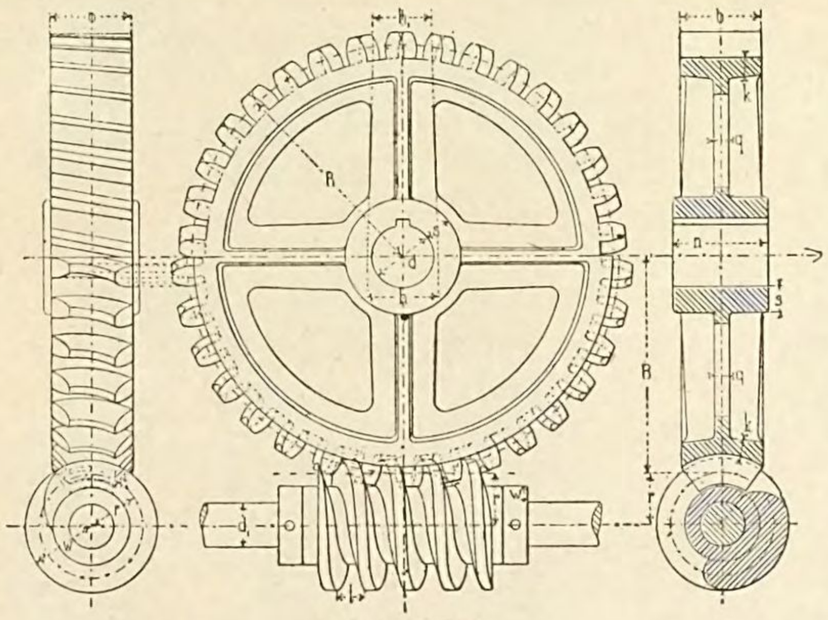


Fig. 330—332.

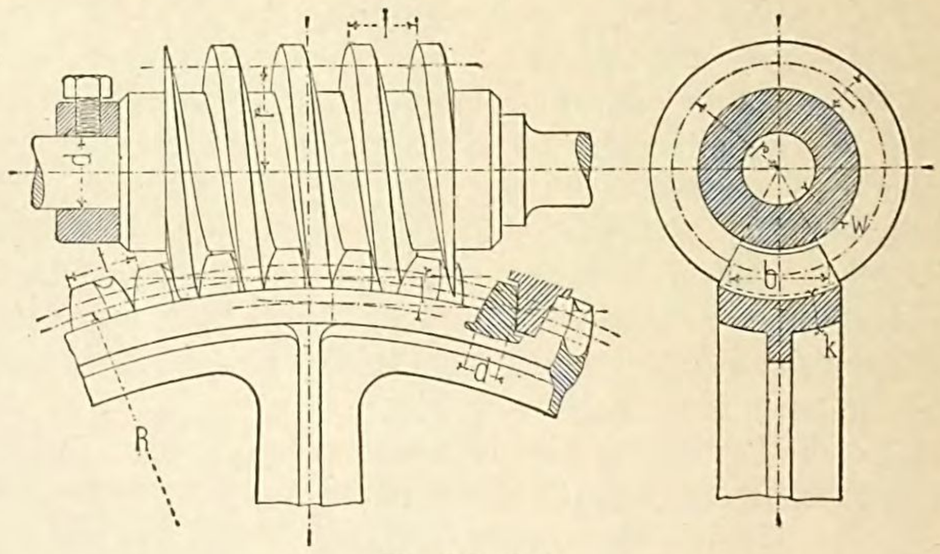


Fig. 333—334.

Das Uebersetzungsverhältniss ist wie beim Rädereingriff zu bestimmen: bezeichet z die Gangzahl, n die Umdrehungszahl der Schraube, z_1 die Zähnezahl, n_1 die Umdrehungszahl des Rades, so ist

$$\frac{n_1}{n} = \frac{z}{z_1} \text{ und } \frac{n_1}{n} = \frac{1}{z_1} \text{ wenn } z = 1 \text{ (bei der eingängigen Schraube).}$$

Die Reibung und damit verbunden der Kraftverlust und die Abnutzung sind bei diesem Mechanismus sehr bedeutend und darf ersterer bei Berechnung des erforderlichen Kraftverbrauchs nicht vernachlässigt werden.

Die Grösse der Abnutzung (des Verschleisses) wächst, je kleiner der mittlere Radius der Schnecke ist, der Nutzeffect und Wirkungsgrad verlangt dem gegenüber einen kleinen mittleren Radius. Meist genügt man letzterer Bedingung.

Bezeichnet P_1 die in Wirklichkeit aufzuwendende Kraft, P die am gleichen Hebelsarm angreifende Kraft, welche beim reibungsfreien Gange aufzuwenden wäre, f den Reibungscoefficienten ($= 0{,}16$), t die Theilung, r den mittlern Radius der Schraube, so ergiebt sich mit Vernachlässigung aller Reibungen, welche an den Lagerstellen auftreten

$$\frac{P_1}{P} = \frac{1 + f\,.\,\frac{2\pi r}{t}}{1 - f\frac{t}{2\pi R}} = 1 + \frac{r}{t}.$$

Nach Morin ist zu nehmen $r = 3\,t$; dann wird $\frac{P_1}{P} = 4$.

„ Redtenbacher „ „ „ $r = 1{,}6\,t$; „ „ $\frac{P_1}{P} = 2{,}6$.

„ Reuleaux „ „ „ $r = t$; „ „ $\frac{P_1}{P} = 2$.

Die erforderliche Länge der Schnecke bestimmt sich aus der Eingrifflänge, welche durch die Schnittpunkte des die Zahnspitzen begrenzenden Kopfkreises des Rades und der äusseren Begrenzung der Schraube begrenzt wird. Ueber beide Punkte hinaus wird die Schraube beiderseits noch um etwa eine Zahnstärke verlängert.

Um die bedeutende gleitende Reibung zu umgehen und solche durch die weit geringere rollende zu ersetzen, finden sich (selten) die Radzähne durch passend gestaltete Rollen vertreten, die auf dem Radumfang auf Zapfen drehbar sind.

Schraubenräder.

Sobald die Zahnrichtungen von den Richtungen der Erzeugenden der cylindrischen Radgrundformen abweichen, findet die Berührung der Zähne nicht in Linien statt, sondern nur noch in Punkten.

Die **Schraubenräder** mit parallelen Axen (Fig. 335) kann man entstanden denken durch den allmählichen Uebergang der stufenförmig angeordneten Zähne der Staffelräder in einander, sodass sie auf der cylindrischen Grundform der Räder Theile eines vielgängigen Schraubengewindes bilden. Nach Früherem ist bekannt, dass die Reibung zwischen den Zahnformen zweier Räder direct proportional ist der Eingrifflänge, indirect aber den Zähnezahlen. Da nun die schraubenförmigen Räder als eine unendlich grosse Anzahl unendlich schmaler Räder angesehen werden kann, bei denen der Eingriff von Rad zu Rad, von Punkt zu Punkt fortschreitend erfolgt, so muss die Reibung theoretisch gleich Null sein. In Wirklichkeit entsteht infolge der schrägen Zahnrichtung ein seitlicher Druck, der in der Richtung der Drehungsaxen wirkend, dieselbe mit ihren Anläufen gegen die Lagerstellen presst. Diese Wirkung wird aufgehoben, wenn die Zähne nach Fig. 336 gestaltet werden.

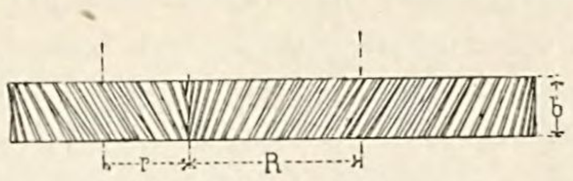


Fig. 335.

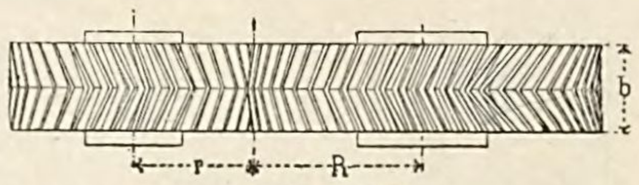


Fig. 336.

Schraubenräder mit gekreuzten Axen (Fig. 337) finden sich wie die vorhergehenden selten; am meisten noch bei rechtwinkliger Kreuzung diejenigen mit der Uebersetzung 1, also gleicher Anzahl Zähne und einer Neigung der Zähne um 45^0 gegen die Axe.

Schraube und Zahnstange. Wie in ein Rad, so kann auch die Schraube in die Zähne einer Zahnstange eingreifen und letztere geradlinig verschieben. Zahnstange und Schraubenaxe können natürlich hierbei alle möglichen Lagen zu einander haben. Bei passender Wahl des Winkels zwischen beiden wird der aus der gleitenden Reibung sich ergebende Seitendruck vermieden. Dieser Fall findet sich in der zweckmässigen Anordnung von Schraube und Zahnstange bei den Sellers'chen Hobelmaschinen, wo sie zur Vorwärtsbewegung des Tisches dient (Fig. 338).

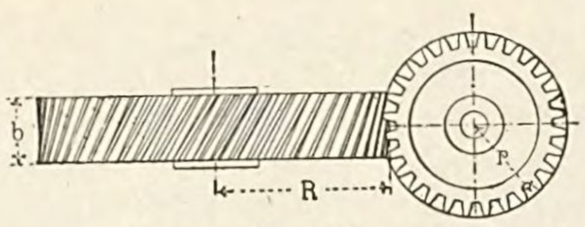


Fig. 337.

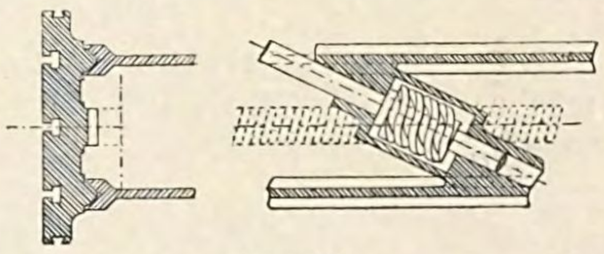


Fig. 338.

Hyperbelräder.

Sie dienen zur Uebertragung von Drehbewegungen von sich im Raume kreuzenden Wellen und haben ihren Namen von der Form ihres Grundkörpers, dem Hyperboloide. Zwei zusammengehörige Körper dieser Art haben die Eigenschaft, sich stets längs ihrer Oberfläche in einer geraden Linie zu berühren. Versieht man sie mit entsprechend gestalteten Zähnen, die in der Richtung dieser Erzeugungslinien darauf angebracht werden, so sind diese zum Zusammenarbeiten und gegenseitigen Treiben geeignet. Die constructive Ausführung dieser Räder theilt sich in die Herstellung der Radgrundform und die Construction der darauf anzubringenden Zähne.

Die als bekannt vorauszusetzende Entfernung der sich kreuzenden Axen sei E, der Schränkungswinkel α. Man bestimmt zunächst die Zähnezahlen der beiden Räder nach Maassgabe des Uebersetzungsverhältnisses, theilt hierauf den Winkel α (Fig. 339) so in zwei Stücke β und β_1, dass sich die aus einem Punkte der Theilungslinie auf die Axen gefällten Lothe umgekehrt verhalten, wie die Umdrehungszahlen der Räder; dann ist diese Theilungslinie Berührungskante der Hyperboloide; R_1 und R_1' sind die Projectionen der Radien zweier zusammentreffenden Normalschnitte der hyperboloidischen Grundkörper und es ist $\frac{R'}{R_1'} = \frac{sin\ \beta}{sin\ \beta_1} = \frac{n_1}{n} = \frac{z}{z_1}$.

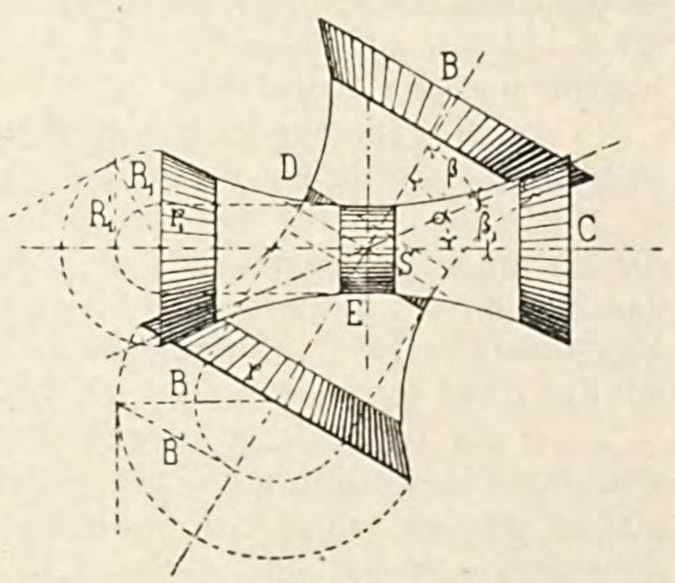


Fig. 339.

Das Verhältniss der Kehlkreishalbmesser ist: $\frac{SD}{SE} = \frac{r}{r_1} = \frac{tang\ \beta}{tang\ \beta_1} = \frac{\frac{n_1}{n} + cos\ \alpha}{\frac{n}{n_1} + cos\ \alpha}$; endlich ergeben sich die wirklichen Halbmesser zu: $R = \sqrt{R'^2 + r^2}$ und $R_1 = \sqrt{R_1'^2 + r^2}$.

Von den so gefundenen Grundhyperboloiden werden zusammengehörige Zonen als Grundformen der Räder ausgewählt; die von den Kehlen abliegenden Zonen, die oft durch Kegelstumpfe angenähert werden können, zieht man den in den Kehlen liegenden vor. Nach Bestimmung der Theilkreise ihrer Lage und Grösse nach werden (Fig. 340) der Theilkreis AA (Radius R) und der Kehlkreis CC (Radius r) im Grundriss gezeichnet und in C_1 an C eine horizontale Tangente (Hyperboloid-Erzeugende) A_1C_1 gezogen. A_1B_1 macht man gleich der berechneten Zahnbreite, darauf zieht man durch den Punkt B_1 einen Kreis BB, welcher den die Zähne oben begrenzenden Theilkreis bildet.

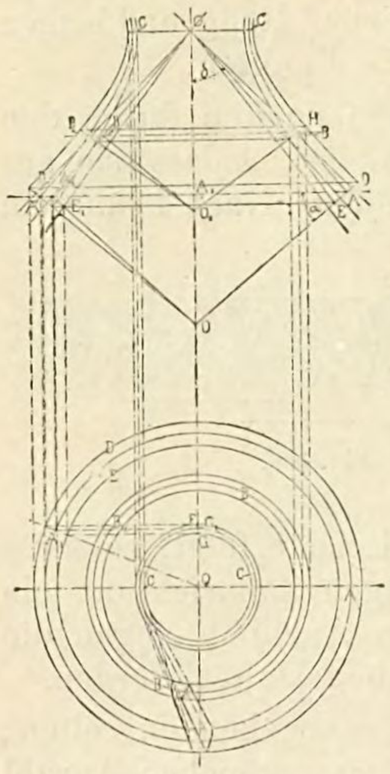


Fig. 340.

Behufs Construction der beiden Ergänzungskegel, auf welchen die Zahncurven verzeichnet werden können, projicirt man OA_1 in den Aufriss, wo diese Linie als O_1A_2 erscheint. Die in A_2 und B_2 errichteten Senkrechten zu O_1A_2 geben in O_2 und O_3 die Spitzen der beiden Ergänzungskegel; die wirklichen Seitenlängen der letzteren sind O_2B und O_3A. Auf O_3A trägt man die Zahndimensionen $AD = 0{,}3\,t$ und $AE = 0{,}4\,t$ ab. Durch D und E sind nun zwei nach aussen und innen begrenzende Hyperboloide zu legen. Die Kehlkreisdurchmesser OG und OF derselben erhält man, indem man durch die Schnittpunkte der Kreise D und E mit der Linie OA_1 Parallelen zu A_1B_1 zieht. Die Asymptoten O_1D_1 und O_1E_1 im Aufriss werden erhalten, indem man dieselben Schnittpunkte nach oben in die Linien D und E nach D_1 und E_1 projicirt und O_1 mit D_1 und E_1 verbindet. Nach Verzeichnung der beiden so bestimmten Hyperbeln ergeben sich in den beiden Schnittpunkten H und J derselben mit O_2B die Punkte, durch welche die Begrenzungskreise der oberen verjüngten Zahnprofile zu legen sind.

Construction der Zahnprofile (s. Fig. 341). Man trage an die Gerade O_1D den Winkel δ, mache $O_1C = O_1C$ (in Fig. 340) und schneide mit $CD = AA_3$ (in Fig. 340) in O_1D ein; sodann wird der in Fig. 339 mit α bezeichnete Winkel angetragen. Nun trage man DF von D aus auf DC ab und lege durch den so erhaltenen Punkt G eine Senkrechte. Diese schneidet auf dem abwärts gerichteten Schenkel von α in E ein. DE ist endlich der Radius des Kreises, auf welchem, unter der berechneten Theilung t, die Verzahnung wie bei einem Stirnrade aufzuzeichnen ist. Die hier erhaltenen Breitendimensionen sind schliesslich noch auf FD abzustecken und auf DG zu projiciren. Diese Projectionen sind die richtigen im Grundriss in den betreffenden Kreisen aufzutragenden Dimensionen. Will man z. B. die Zahnstärke am Fusse auftragen, so macht man $A_1B_1 = AB$ und erhält in der Projection A_2B_2 die verlangte Länge.

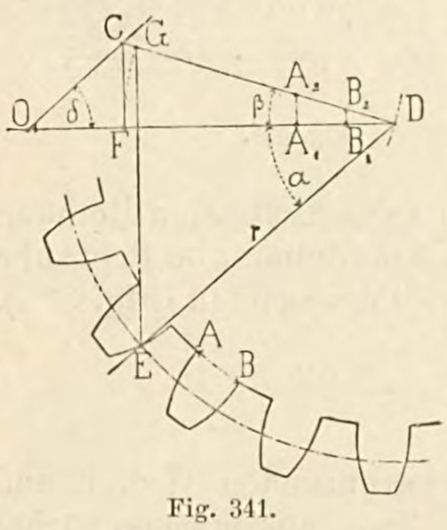


Fig. 341.

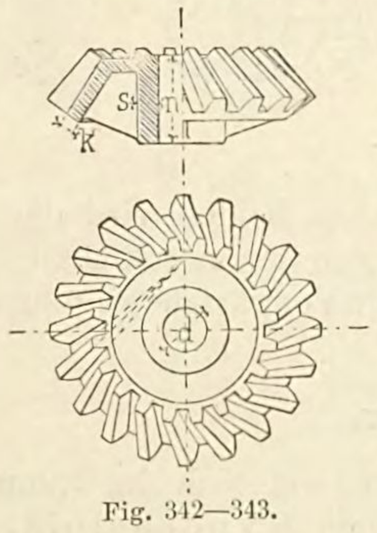


Fig. 342—343.

Auf diese Art werden die Zahnprofile des grossen Theilkreises im Grundriss gefunden. Die der Zahnbreite nach laufenden Linien sowie die verjüngten Zahnprofile erhält man, wenn man im Grundriss von je zwei auf einem Kreis liegenden Punkten des grossen Zahnprofiles Tangenten zieht an den Kehlkreis des Hyperboloids, auf dessen Umfang jener Kreis liegt. Im Aufriss erhält man die Zähne einfach durch Projection aus dem Grundriss.

Bei dem nur gebräuchlichen äusseren Eingriff weichen die Richtungen der Zahnlinien bei beiden Rädern übereinstimmend von der Radmittellinie nach rechts und links ab.

Die Theilung für den Zahnconstructionskreis vom Halbmesser r berechnet sich nach den Formeln für Stirnräder, indem man dabei AA_3 (Fig. 340) als Theilkreishalbmesser zu Grunde legt. Da zwischen den Zähnen der Hyperbelräder aber eine bedeutende Reibung stattfindet, so muss die Theilung t entsprechend vergrössert werden. Betreffs der Ausführung sei erwähnt, dass die Zähne zuerst roh ausgefräst und dann mit der Hand fertig bearbeitet werden. Die Abmessungen des Radkörpers sind dieselben, wie bei Kegelrädern.

Die **Herstellung** der Zahnräder geschieht entweder durch Einformen von Modellen, die bei nur wenig gebrauchten Rädern aus Holz, für häufige Abgüsse möglichst sorgfältig aus Eisen gefertigt und geglättet werden, oder sie geschieht unter Umgehung der theueren Modelle durch eigens hierzu gefertigte Zahnräderformmaschinen (s. Bd. III. S. 32).

Der Radkranz der verwendeten Holz-Modelle besteht aus einer Anzahl gleich grosser aneinander geleimter Ringe, deren einzelne Bestandtheile, Segmente, mit ihren Fugen gegen diejenigen des nächstfolgenden Ringes versetzt sind. In diesen aussen, seitlich und innen abgedrehten Zahnkranz werden die Arme eingesetzt, deren Hauptrippen sich in der Radmitte zu einer vollen Scheibe vereinigen, sodass man darauf beliebig grosse Kernmarken stecken kann. Die Zähne werden auf den Kranz befestigt, entweder indem sie nach ihrer Bearbeitung mit schwalbenschwanzförmigen Ansätzen in den Kranz ein- oder stumpf auf diesen aufgeleimt werden, oder es wird aus einzelnen Segmenten aus hartem Holz (Buchenholz) ein genau

passender Ring aufgeleimt und in diesem die Zähne auf der Fräsmaschine ausgearbeitet. Die Form der Zahnradmodelle ist nach der einen Seite etwas zu verjüngen, damit sie sich leicht ausheben und dabei die Sandform nicht beschädigen.

Die Räder werden im Ganzen gegossen, wenn sie verhältnissmässig klein und leicht sind, sie werden aus einzelnen Stücken gefertigt zur Erleichterung des Giess- und Formprocesses oder wenn ein Abreissen der Arme beim Erkalten zu befürchten wäre, endlich auch, wenn in Rücksicht auf bequeme Montirung oder Transport das Gewicht der einzelnen Theile begrenzt ist. Die Theilung selbst geschieht durch einen oder mehrerere radial geführte oder durch Kreisschnitte. Entweder werden Theile der Nabe und die zugehörigen Arme zusammengegossen und letztere in den Kranz befestigt, oder Arme und Kranztheile zusammen und erstere werden an der Nabe befestigt, oder endlich Kranz und Nabe sind für sich im Ganzen oder in Theilen gegossen und mit ihnen die einzelnen Arme verbunden. Zur Vereinigung der Theile einer gespaltenen Radnabe dienen gewöhnlich 4 Schrauben von 0,6 bis 0,7 s Durchmesser oder warm aufgezogene Schmiedeeisenringe von 0,4—0,5 s Stärke (s = Nabenwandstärke).

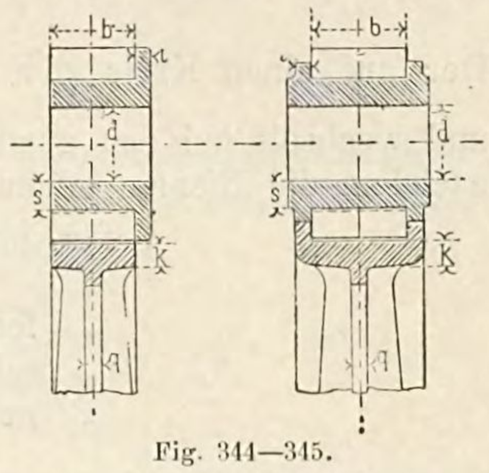


Fig. 344—345.

Um die Spannung in den Zähnen über die angegebenen Grenzen vermehren zu können, ohne die Gefahr des Abbrechens befürchten zu müssen, baut man dieselben an einer Seite oder zuweilen auch an beiden Seiten ein, d. h. man versieht sie mit Seitenscheiben. Dieselben reichen, wenn beide Räder damit ausgerüstet werden, bis zum Theilkreis und werden in demselben genau abgedreht. Oft aber erhalten auch nur die kleinen Räder bis zum Zahnkopf reichende Seitenscheiben. (Fig. 344—345.)

Kostenberechnung.

Die Modellkosten eines eisernen Stirnrades mit z Zähnen, der Theilung t in mm, von gewöhnlicher Form und Breite betragen nach v. Reiche:

an Lohn $\mathfrak{M} = z\,(10 + 0{,}8\,t)$; an Holz 10—66% des Lohnes;

besonders schwierige und breite Räder kosten mehr, bis zum doppelten obiger Werthe.

Das Modell eines eisernen Kegelrades (nach v. Reiche):

an Lohn $\mathfrak{M} = z\,(20 + 0{,}8\,t)$; an Holz 20—66% des Lohnes.

Das Modell für Holzkammräder kostet pro Zahn ca. 5—10 ℳ weniger an Lohn.

Der Formerlohn für Zahnräder und kleine Triebe kostet

für Stücke von	5 kg	500 ℳ pro 100 kg
für Stücke von	25 kg	320—350 ℳ pro 100 kg
für Stücke von	500 kg	200—240 ℳ pro 100 kg
für Stücke von	2500 kg	150—180 ℳ pro 100 kg

für dazwischenliegende Stückgewichte dazwischenliegende, leicht zu berechnende Preise.

Für Adjustiren der Zahnräder kann man berechnen, wenn O die in qcm gegebene abzurichtende Fläche:

$\mathfrak{M} = 0{,}51\,.\,O$; für Kegelräder durchschnittlich etwas mehr.

Zahnräder und Triebe ausbohren und drehen, die Naben gerad schneiden und die Triebe über die Zähne drehen:

$\mathfrak{M} = -\,12{,}5 + 1{,}25\,d$; d der Wellendurchmesser in mm.

Für Drehen der Zahnräder pro qcm 1/20 ℳ mehr; für Drehen und Schlichten 1/10 ℳ mehr.

K. Riemen und Riemenscheiben.

Riemen und Riemenscheiben finden Verwendung zur Kraft- und Bewegungsübertragung auf ziemlich weite Entfernungen. Den vermittelnden Theil zwischen der treibenden und der getriebenen Scheibe bildet ein Riemen aus Leder — zuweilen aus Kautschuk, seltener aus Drahtgewebe — der ziemlich gespannt über beide gelegt ist und vermöge seiner Festigkeit und der Adhäsion auf den Scheiben die Kraftübertragung bewirkt. Nur der auf die treibende Scheibe auflaufende Riementheil, das jeweilig führende oder treibende (leitende) Riemenstück, überträgt die Kraft, der andere, der geführte oder getriebene Riementheil wird einfach mitgeschleppt oder gezogen.

Es bezeichne: N die zu übertragende Arbeitsleistung in Pferdekräften, P die auf den Scheibenumfang zu übertragende Kraft in kg, R und R_1 die Halbmesser der Scheiben in mm, n die Umdrehungszahl einer Scheibe in der Minute, b die Breite und δ die Dicke des Riemens in mm, S die zulässige Spannung

pro qmm; ferner f den Coefficienten für die gleitende Reibung zwischen Riemen und Scheibe, α den im Bogenmaass ausgedrückten Umfassungswinkel der kleineren Scheibe, T_1 die Spannung im treibenden, T_2 die Spannung im gezogenen, T_0 die Spannung im ruhenden Riemen, $e = 2{,}7183\ldots$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen, so folgt zunächst $P = T_1 - T_2$. Die nach den bisherigen aus der Theorie abgeleiteten Rechnungen ergeben ohne Berücksichtigung der Riemensteifigkeit und Achsenreibung weiter:

$$T_1 = T_2 \,.\, e^{f\alpha} \text{ und } T_1 = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \cdot P = 1 + \frac{1}{f\alpha + \frac{f^2\alpha^2}{2}} \cdot T_2 = \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \cdot P = \frac{1}{f\alpha + \frac{f^2\alpha^2}{2}}.$$

Der auf einen Kreis vom Halbmesser = 1 bezogene Bogen α ist $= \frac{u}{R}$ (wenn u der umspannte Umfang) und wechselt bei den gewöhnlichen Transmissionsanlagen zwischen 0,2 und 0,8 des ganzen Umfanges; je nachdem die Riemen offene (Fig. 346) oder gekreuzte (Fig. 347) sind. Der Reibungscoefficient beträgt

für gewöhnliche fette Riemen auf hölzernen Scheiben $f = 0{,}47$
„ „ „ „ „ eisernen „ $f = 0{,}29$
„ feuchte „ „ „ eisernen „ $f = 0{,}38$
„ sehr stark gefettete „ „ eisernen „ $f = 0{,}12$
„ neue „ „ hölzernen „ $f = 0{,}50$

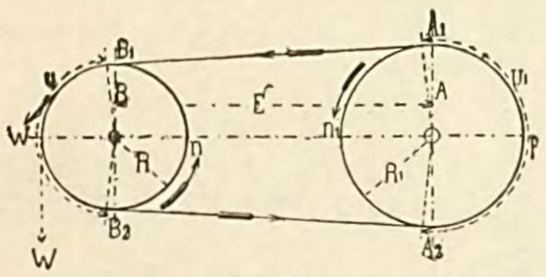


Fig. 346.

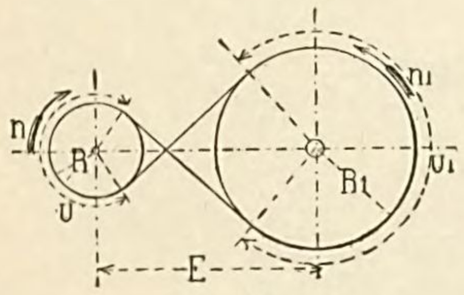


Fig. 347.

Tabelle der Werthe $e^{f\alpha}$. (Nach dem Taschenbuch der Hütte.)

Verhältniss $\frac{\alpha}{2\pi}$	Werthe von $e^{f\alpha}$				
	Neue Riemen auf hölzernen Scheiben	Gewöhnliche fette Riemen		Feuchte Riemen auf eisernen Scheiben	Sehr stark gefettete Riemen auf eisernen Scheiben
		auf hölzernen Scheiben	auf eisernen Scheiben		
0,2	1,87	1,80	1,42	1,61	1,16
0,3	2,57	2,43	1,69	2,05	1,25
0,4	3,51	3,26	2,02	2,60	1,35
0,5	4,81	4,38	2,41	3,30	1,46
0,6	6,59	5,88	2,81	4,19	1,57
0,7	9,00	7,90	3,43	5,32	1,66
0,8	12,34	10,62	4,09	6,75	1,83
0,9	16,90	14,27	4,87	8,57	1,97
1,0	23,14	19,16	5,81	10,89	2,12

Für Ueberschlagsrechnungen gestalten sich die Gleichungen für die Spannungswerthe wesentlich einfacher; für die Durchschnittswerthe $f = 0{,}28$, $\alpha = \pi = 3{,}142$ (halb umspannte Riemenscheibe) folgt $T_1 = 1{,}8\,P$; $T_2 = 0{,}8\,P$ und $T_0 = 1{,}3\,P$, wofür man der grösseren Sicherheit halber setzen kann $T_1 = 2\,P$; $T_2 = P$; $T_0 = 1{,}5\,P$.

Obgleich die obigen Formeln, nach denen man gegenwärtig fast noch allgemein rechnet, für ruhende Riemen volle Richtigkeit haben, bewahrheiten sie sich in Wirklichkeit bei gut angeordneten und in Bewegung befindlichen Riementrieben nicht.

Nach gemachten Versuchen rührt die Spannung des treibenden Riemens nicht allein von der Gegenspannung allein her, sondern auch von dem Atmosphärendruck, der den glatten Riemen auf die glatte Scheibe presst. Infolge des hieraus entspringenden grösseren Anhaftens wird der Riemen befähigt, selbst bei geringer Gegenspannung jede für seine Festigkeit zulässige Kraftäusserung übertragen zu können.

Da dieses Anhaften kein ununterbrochenes ist und nur auf einem geringen Theil der gesammten Auflagefläche statthat, so muss man diese möglichst gross halten und da es nur bei regelmässigem und ruhigem Gange erfolgt, so muss für exacte Verbindung und richtigen Gang der Riemen und richtige Leitung derselben durch genau rundlaufende und ausbalancirte Riemenscheiben gesorgt werden. Weil Glätte der sich berührenden Flächen Haupterforderniss, so legt man nicht mehr, wie früher allgemein geschah, die rauhe Fleischseite, vielmehr die dichtere und festere Haarseite auf die möglichst glatt polirte Scheibe. Um die Auflagefläche gross zu erhalten, zieht man breite dünne Riemen, die ausserdem viel biegsamer sind, den dicken Riemen stets vor. Die Riemenbreite ist hierbei an keine Grenze gebunden. Wenn möglich, soll der untere Riementheil der treibende sein, da hierbei der umspannte Umfang ein grösserer wird, als umgekehrt.

Riemendimensionen. Obgleich bereits verschiedene Formeln mit Berücksichtigung der neugewonnenen Anschauungen aufgestellt sind — wir führen nur die vielfach angezogene Formel von Stephen Roper an:

$$\text{Riemenbreite in Zoll engl.} = \frac{36000 \times \text{Pferdestärkezahl}}{\text{Riemengeschwindigkeit in Fuss pro Min.} \times \text{Auflagelänge in Zoll}},$$

oder für Metermaass:

$$\text{Riemenbreite in m} = \frac{0{,}236 \,.\, \text{Pferdestärkezahl}}{\text{Riemengeschwindigkeit in m pro Sec.} \times \text{Auflagelänge in m}},$$

so ist doch gegenwärtig noch keine allen Verhältnissen entsprechende gefunden. Wir begnügen uns daher, folgende beiden Formeln und Tabellen zu geben, welche zwar verschiedene Resultate liefern, nach welchen sich indessen in gleicher Weise die practischen Ausführungen richten.

1. Tabelle über Riemendimensionen.

Riemenbreite b in mm	Riemendicke δ in mm	$S = 0{,}1$ kg		$S = 0{,}125$ kg	
		Gesammte übertragb. Kraft P in kg	Werthe von $\frac{N}{Rn}$	Gesammte übertragbare Kraft P in kg	Werthe von $\frac{N}{Rn}$
50	4	20	0,0000279	25	0,0000349
60	4	24	0,0000335	30	0,0000419
70	5	35	0,0000489	43,75	0,0000611
80	5	40	0,0000558	50	0,0000698
90	6	54	0,0000754	67,5	0,0000942
100	6	60	0,0000837	75	0,0001047
110	6	66	0,0000922	82,5	0,0001152
120	7	84	0,0001173	105	0,0001466
130	7	91	0,0001271	113,75	0,0001588
140	7	98	0,0001368	122,5	0,0001710
160	7	112	0,0001564	140	0,0001955
180	7	126	0,0001759	157,5	0,0002199
200	7	140	0,0001955	175	0,0002444
220	8	176	0,0002458	220	0,0003072
240	8	192	0,0002681	240	0,0003351
260	8	208	0,0002904	260	0,0003630
280	8	224	0,0003128	280	0,0003910
300	8	240	0,0003351	300	0,0004189
320	8	256	0,0003575	320	0,0004468
350	8	280	0,0003910	350	0,0004887
400	8	320	0,0004468	400	0,0005585
450	8	360	0,0005027	450	0,0006283
500	8	400	0,0005585	500	0,0006981

2. Tabelle über Riemendimensionen.

Riemenbreite b in mm	Gesammte übertragbare Kraft P in kg	$\frac{N}{Rn}$	$\frac{N}{n}\left(\frac{b}{R}\right)$
50	7,72	0,000011	0,000538
60	11,11	0,000015	0,000929
70	15,12	0,000021	0,001475
80	19,75	0,000027	0,002202
90	25,00	0,000035	0,003135
100	30,86	0,000043	0,004300
110	37,34	0,000052	0,005732
120	44,44	0,000062	0,007430
130	52,15	0,000073	0,009446
140	60,49	0,000084	0,011799
160	79,00	0,000110	0,017613
180	102,29	0,000139	0,025078
200	122,72	0,000172	0,034392
220	148,49	0,000208	0,045776
240	176,72	0,000248	0,059429
260	207,40	0,000291	0,075559
280	240,53	0,000337	0,094372
300	277,56	0,000388	0,116930
320	315,60	0,000436	0,141900
350	377,91	0,000524	0,185000
400	494,40	0,000688	0,275200
450	625,72	0,000871	0,391837
500	772,50	0,001075	0,537500

Tabelle der Riemenscheibenhalbmesser.

Riemenbreite b in mm	Verhältniss $\frac{R}{R_1}$ *						Riemenbreite b in mm	Verhältniss $\frac{R}{R_1}$					
	1	2	3	4	5	6		1	2	3	4	5	6
50	143	214	286	357	428	500	200	572	857	1142	1428	1714	2000
60	171	257	343	428	514	600	220	628	942	1257	1571	1885	2200
70	200	300	400	500	600	700	240	686	1028	1371	1714	2056	2400
80	228	343	457	571	686	800	260	742	1114	1485	1856	2228	2600
90	257	385	514	642	771	900	280	800	1200	1600	2000	2400	2800
100	286	428	571	714	857	1000	300	857	1285	1714	2142	2570	3000
110	314	471	628	785	942	1100	320	914	1371	1828	2285	2742	3200
120	343	514	685	857	1028	1200	350	1000	1500	2000	2500	3000	3500
130	371	557	742	928	1114	1300	400	1142	1713	2284	2855	3426	4000
140	400	600	800	1000	1200	1400	450	1286	1930	2572	3215	3858	4500
160	457	685	914	1142	1371	1600	500	1428	2142	2856	3570	4284	5000
180	514	771	1028	1285	1542	1800							

* Nach der im Taschenbuch der Hütte gegebenen empirischen Formel $\frac{b}{R} \leqq \frac{0{,}7}{1 + \frac{R}{R_1}}$ berechnet.

1. Ist δ die Dicke des Riemens in mm, b die Riemenbreite in mm, S die zulässige Zugbeanspruchung ($S = 0{,}1 - 0{,}125$ kg) pro qmm des Querschnitts, N die Pferdestärkenzahl, P die übertragene Kraft in kg, v die Geschwindigkeit in m, R der Radius einer Riemenscheibe in mm, so setze man:

$$b = \frac{P}{\delta S} = \frac{1}{\delta S} \cdot \frac{75 \,.\, N}{v} = \frac{1}{\delta \,.\, S} \cdot 716200 \cdot \frac{N}{nR}.$$ (Vergl. die 1. Tabelle.)

2. Nach Reuleaux berechnet man die erforderliche Riemenbreite nach $b = 18\sqrt{P} = 15250\sqrt{\frac{N}{n\,R}}$

oder wenn das Verhältniss $\frac{b}{R}$ bekannt ist: $b = 615\sqrt[3]{\frac{b}{R} \cdot \frac{N}{n}}$. (Hiernach bestimmt sich die 2. Tabelle.)

Die vortheilhafteste Riemengeschwindigkeit beträgt $v = 25$ m pro Secunde (nach amerikanischen Angaben 1 engl. M. pro Minute), ihre oberste Grenze etwa 30 m pro Sec. Bei uns sind die Geschwindigkeiten gegenwärtig noch geringere, 7—10—12—15 m.

Die Riemendicke δ wächst allmählich mit der Riemenbreite.

Doppelte Riemen werden hergestellt durch Uebereinanderlegen und -Befestigen zweier einfachen Riemen; sie gestatten eine grössere Anspannung, sind aber weniger biegsam. Man verwendet sie, wenn man nicht allzu breite Riemenscheiben erhalten will, und giebt dem Riemen alsdann zur Breite 0,7 derjenigen des berechneten einfachen. Man findet Doppelriemen von ca. 300 mm Breite an.

Der **Keilriemen**, ein amerikanischerseits öfters angewendetes Transmissionsorgan, besteht aus einer Anzahl (5—8) übereinander gelegter fortlaufenden Blätter, deren Breiten sich von aussen nach innen verjüngen, und innen an diesen unter einer bestimmten Theilung angesetzten Lederkeilen, welche aus einzelnen Lederscheiben zusammengesetzt sind. Der Riemen läuft in einer entsprechend gestalteten Nuth der Riemenscheibe (Fig. 344—345).

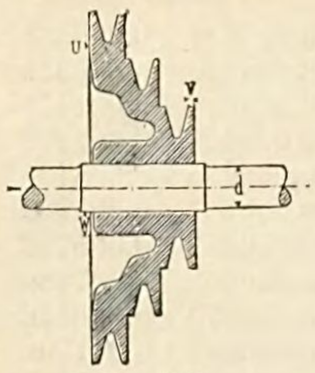


Fig. 343.

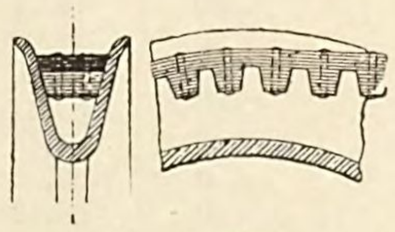


Fig. 344—345.

Die **Treibschnüre** werden meist nach dem Gefühl bestimmt; ist aber die zu übertragende Kraft bekannt, so gebe man ihnen eine Dicke nicht unter $4\sqrt{P}$. Fig. 343 zeigt eine Stufenscheibe für solche Schnüre.

Als vorzüglichstes Leder für Riemen gilt das mit Eichenlohe gegerbte und finden sich die stärksten und besten Streifen in der Rückenhaut. Die festeste Schicht im Leder befindet sich in der Nähe der Fleischseite, etwa $^1/_3$ der Dicke von da abstehend.

Riemen aus grobem, lockeren Leder eignen sich für trockene, warme Räumlichkeiten; nasse und feuchte Räume dagegen verlangen das feinste und festeste Riemenleder.

Die Verbindung der Riemenenden zu einem endlosen Ganzen geschieht entweder durch Zusammennähen, Leimen oder durch eine Art der zahlreichen Riemenverbinder.

Eine sorgfältige **Unterhaltung** der Riemen ist für deren lange Dauer Grundbedingung. Dieselben müssen nach je zweimonatlichem, spätestens aber dreimonatlichem Gebrauch eingefettet werden; man wäscht zuvor den Riemen mit lauwarmem Wasser gut ab, trocknet ihn etwas und reibt ihn kräftig mit Lederschmiere, die entweder fertig gekauft (Adhäsionsfette) oder aus einem Theil Talg, 4 Theilen Fischthran, 1 Theil Kolophonium und 1 Theil Holztheer bereitet wird. Hoyt Brothers empfehlen für Riemen, die nur im Trockenen laufen, die Anwendung reinen blutwarmen Talges; für feuchte, dumpfe Räume erweist sich die Zufügung von Harz als besonders zweckmässig.

Arbeitsverluste beim Riementrieb. Nach den früheren Ansichten über die Spannungsverhältnisse der Riemen entspricht einer am Scheibenumfang übertragenen Kraft P ein Zapfendruck von $3P$. Da in Wirklichkeit infolge des Einflusses der Atmosphäre die Spannungen weit geringer sein können, so ist dementsprechend auch der Zapfendruck und der Arbeitsverlust durch Reibung in den Lagern weit geringer, als früher stets berechnet wurde. Ein weiterer Verlust, der an Geschwindigkeit, hat seine Ursache in den Längenänderungen des Riemens, die aus den Spannungsänderungen beim Laufen um die Rollen hervorgehen. Die Grösse der Gleitungs- und Geschwindigkeitsverluste und das stets beobachtete Ergebniss, dass längere Riemen relativ günstiger arbeiten als kurze, lässt nebenstehende Tabelle erkennen.

Offene Riemen. Länge in m	Geschwindigkeitsverlust in %	Gekreuzte Riemen Länge in m	Geschwindigkeitsverlust in %
2	4,2	2	3,5
4	3,9	4	3,2
6	3,6	6	2,9
8	3,3	8	2,6
10	3,0	10	2,3
12	2,7	12	2,0
14	2,5	14	1,8
16	2,3	16	1,6
18	2,1	18	1,4
20	1,9	20	1,2

Riemenscheiben. Die Radien der Scheiben bestimmen sich aus Umdrehungszahl n und Riemengeschwindigkeit v in m nach $R = \frac{30000\,v}{\pi\,n}$ in mm, oder man nehme den der grösseren Scheibe $R \geqq 8\,d$ und mit Berücksichtigung der Uebersetzungszahl ($i \geqq 1$): $R = (8 + 0{,}2\,i)\,d$, wenn d den normalen zugehörigen Wellendurchmesser bezeichnet. Die Riemenscheibenbreite b_1 wählt man etwas grösser als die Riemenbreite und zwar $b_1 = 1{,}1\,b + 20$ mm; die geringste Randstärke beträgt $s = 2 + 0{,}01\,R$; die Stärke in der Mitte $0{,}03\,b_1$; die Ueberhöhung in der Mitte $p = 0{,}02\,b_1$ (vgl. Fig. 346—347). Die Armanzahl A wird gleich der dem Werthe $0{,}7\,\frac{R}{d}$ am nächsten liegenden ganzen Zahl. Die Armbreite h an der Nabe bestimmt sich nach $\frac{h}{d}\sqrt[3]{\frac{10}{A}}$ oder nach folgender, hiernach berechneten Tabelle:

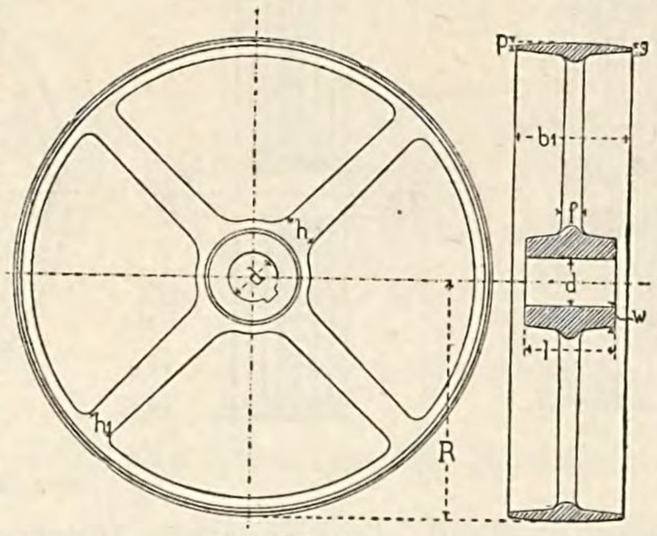


Fig. 346—347.

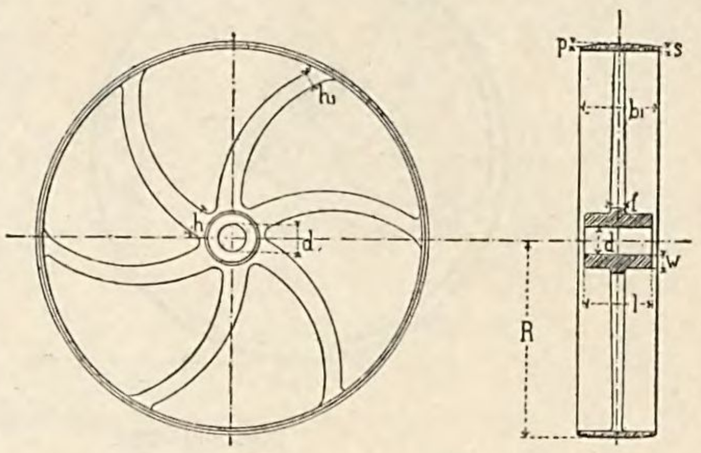


Fig. 348—349.

$A =$	3	4	5	6	7	8	10
$\frac{h}{d} =$	1,5	1,36	1,26	1,19	1,12	1,08	1

Die Arme erhalten ovalen Querschnitt und verjüngen sich in ihrer Breite gegen den Kranz, sodass die Breite $h_1 = 0{,}8\,h$ wird. Die Dicke der Arme ist an allen Stellen $f = 0{,}4\,h$.

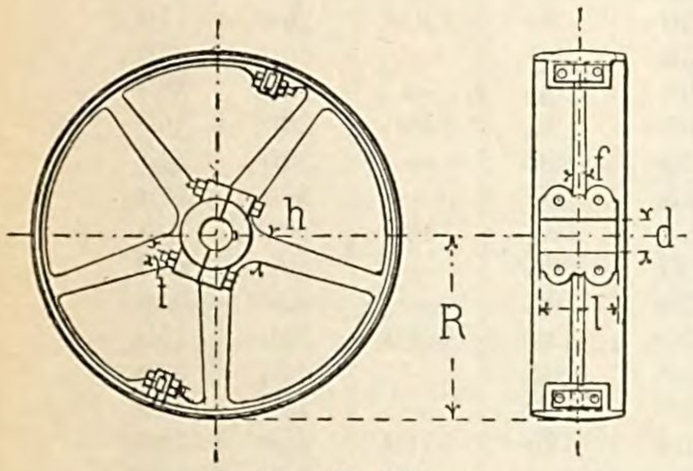


Fig. 350—351.

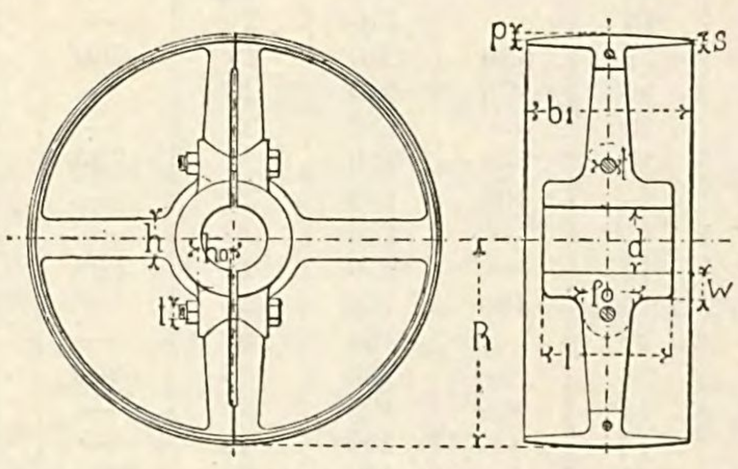


Fig. 352—353.

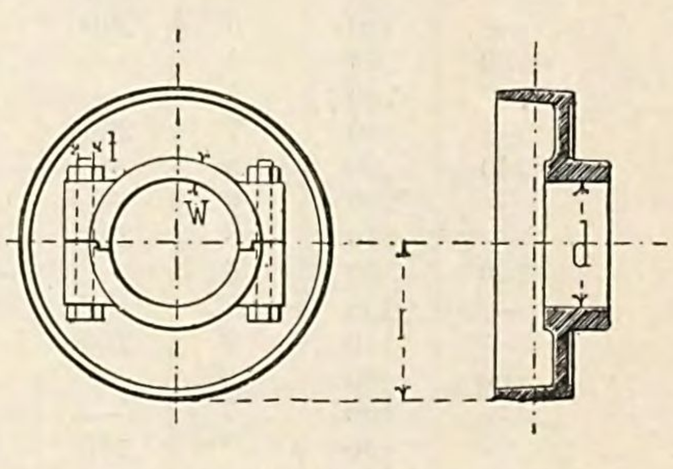


Fig. 354—355.

Die Gestalt der Arme, welche früher mit Rücksicht auf etwaige Gussspannung wohl oft doppelt gekrümmt war, ist gegenwärtig einfach gekrümmt (Fig. 348) oder häufig gerade (Fig. 346), nur muss stets ein allmählicher Uebergang derselben in den Kranz oder den ihm angegossenen Verstärkungsring beobachtet werden.

Die Wanddicke der Nabe ist $w = 10 + 0{,}4\,h$; die Länge derselben $l = 2{,}5\,w$ bis b_1. Die Breite des Befestigungskeiles wähle man $K = 0{,}9\,w$, dessen Dicke $k = \frac{1}{2}\,K$.

Die kleineren Scheiben werden eintheilig (Fig. 346—349), die grösseren und schwer auf die Wellen aufzubringenden mehrtheilig hergestellt (Fig. 350—355) und dann mit nahe der Nabe angebrachten Schrauben, unter Umständen auch noch durch andere, am Kranze befindliche verbunden.

Beistehende Fig. 356—357 zeigen die Nabenconstruction einer (amerikanischen) zweitheiligen Scheibe; die Schrauben stehen ganz dicht an der Nabe.

Neuerdings macht man die Elasticität des Gusseisens nutzbar und giesst genau wie bei der Cresson-Kupplung die Nabe mit einem inneren dünnwandigen geschlitzten Cylinder, der mittelst radial gestellter Schrauben kräftig an die Welle angepresst wird (Fig. 358—359). In ähnlicher Weise geschieht die Befestigung der eintheiligen Riemenscheibe Fig. 360.

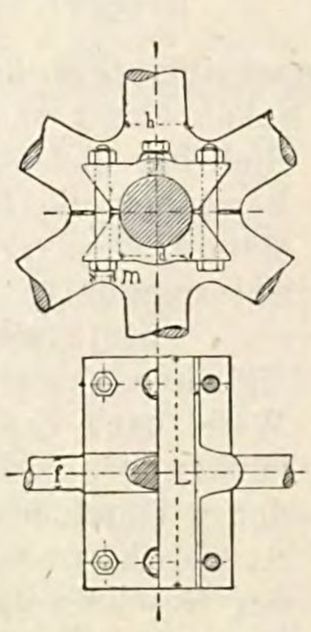


Fig. 356—357.

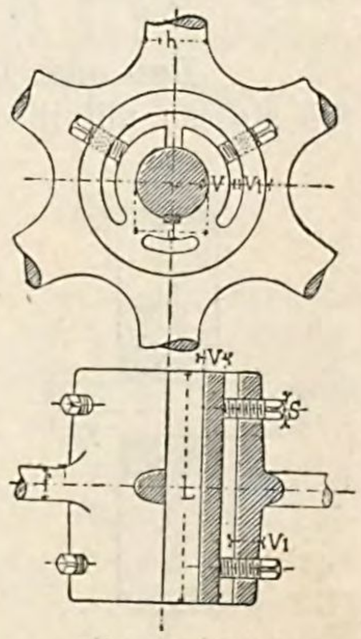


Fig. 358—359.

Hölzerne Scheiben sind bedeutend leichter als die eisernen; ihr Gewicht beträgt ca. $\frac{1}{3}$—$\frac{1}{4}$ dieser letzteren; die Adhäsion der Riemen ist eine grössere und die Dauer der Scheiben bei sorgfältiger Her-

stellung ebenso gross als die der eisernen, nur ist ihre Anwendung nicht für Räume von hoher Temperatur am Platz. Die Aufpassung der nachstehenden Scheibe (Fig. 362—363) von A. B. Cook & Co. erfolgt durch

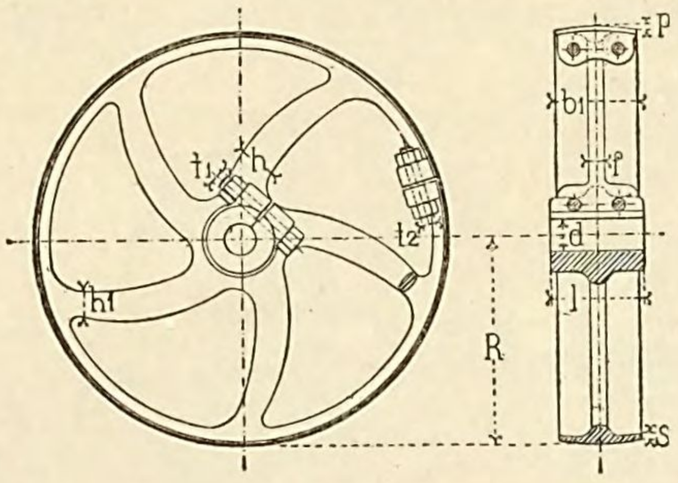


Fig. 360—361.

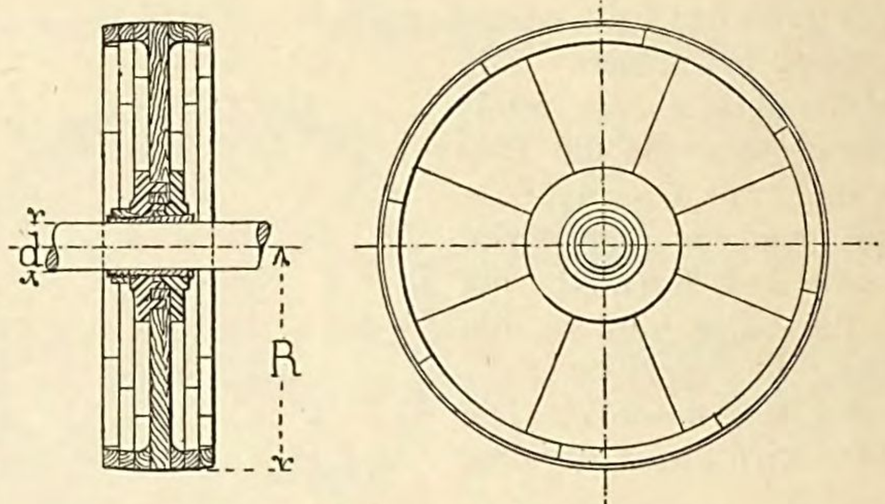


Fig. 362—363.

einen eingeschobenen zweitheiligen Konus, der, mit einer Schraube angezogen, die Scheibe völlig fest stellt. Dieselbe Befestigung findet sich auch bei eisernen Scheiben.

Auch schmiedeeiserne Riemenscheiben finden sich wegen ihrer leichten Formen in neuerer Zeit häufig angewendet.

Gewichtstabelle der Riemenscheiben.

$2R = D =$ Durchmesser in mm, $b_1 =$ Breite, $G =$ Gewicht in kg.

D	b_1	G	D	b_1	G	D	b_1	G	D	b_1	G	D	b_1	G
120	60	3	190	150	12	350	100	18	650	175	69	1200	400	270
—	120	5	200	75	10	—	150	21	—	250	80	1300	200	170
130	60	4	—	125	11	350	200	25	700	150	80	—	300	220
—	100	5	—	175	12	375	100	20	—	200	85	—	400	285
—	140	7	220	75	10	—	150	23	—	300	96	1400	200	200
140	60	5	—	125	12	—	200	27	750	150	90	—	300	245
—	100	6	—	175	14	400	100	22	—	200	95	—	400	300
—	140	8	240	75	11	—	150	25	—	300	106	1500	200	215
150	60	6	—	125	12	—	200	28	800	150	95	—	300	270
—	100	7	—	175	14	450	100	28	—	250	106	—	400	340
—	140	9	260	75	12	—	150	32	—	350	120	1600	250	250
160	60	6	—	125	14	—	200	36	900	150	106	—	300	300
—	100	7	—	175	16	500	125	38	—	250	120	—	400	360
—	140	9	280	100	14	—	200	45	—	350	140	1700	250	280
170	60	7	—	150	15	—	250	50	1000	150	118	—	300	330
—	100	8	—	200	16	550	125	44	—	250	132	—	400	400
—	150	10	300	100	15	—	175	51	—	350	150	1800	250	310
180	75	8	—	150	17	—	250	60	1100	200	136	—	400	440
—	100	9	—	200	19	600	125	51	—	300	150	1900	250	350
—	150	11	325	100	16	—	175	60	—	400	170	—	400	480
190	75	9	—	150	19	—	250	70	1200	200	150	2000	250	390
—	100	10	—	200	22	650	125	60	—	300	200	—	400	530

Los- oder Leerscheiben (Fig. 364) kommen bei erforderlicher Bewegungsabstellung zur Verwendung. Sie stossen mit ihren Naben direct an die der aufgekeilten Festscheiben, an der anderen Seite an einen Stellring und sind auf der gemeinsamen Welle frei drehbar. Sie sind, um bei ihrer Bewegung die Reibung möglichst gering zu halten, im Innern der Nabe mit einer Metallbüchse versehen und erhalten von Zeit zu Zeit durch eine eingebohrte Oeffnung Oel zugeführt.

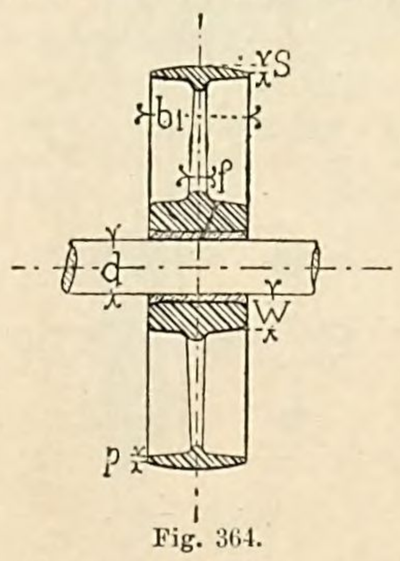


Fig. 364.

Stufenscheibe und Riemenkonus. Um das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeiten zweier Wellen bei gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit der treibenden Welle nach Bedürfniss umzuändern (welcher Fall häufig bei Bohrmaschinen, Drehbänken etc. vorkommt), wendet man aus zwei oder mehreren Scheiben von verschiedenen Durchmessern zusammengesetzte Riemenscheiben, die Stufenscheiben oder Stufenkonen (Fig. 365—366), an. Dieselben gestatten eine stufenweise Aenderung der Geschwindigkeit durch entsprechende Versetzung des Riemens. Damit dessen Spannung hierbei immer die gleiche bleibe, muss bei Anwendung von gekreuzten Riemen die Summe der Halbmesser der zusammengehörigen Scheiben für alle Scheibenpaare gleich gross sein; bei offenen Riemen können die Halbmesser nur auf ziemlich complicirtem Wege gefunden werden.

Soll die Winkelgeschwindigkeit der getriebenen Welle nur allmählich zu- oder abnehmen, so müssen an Stelle der Stufenscheiben konische Trommeln angewendet werden (Fig. 367—370), für deren miteinander correspondirende Radien ebenfalls das Obenerwähnte gilt.

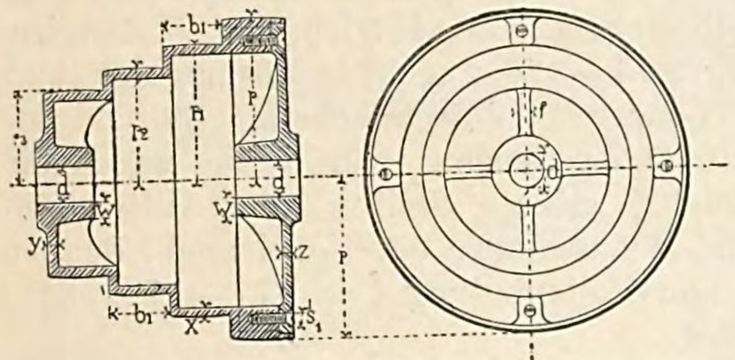


Fig. 365—366.

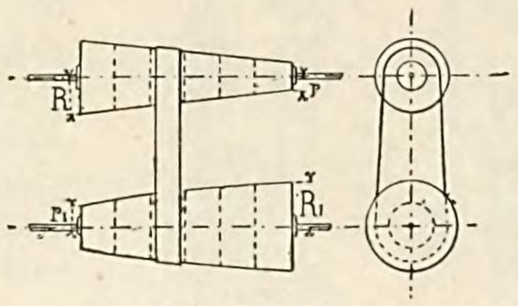


Fig. 367—368.

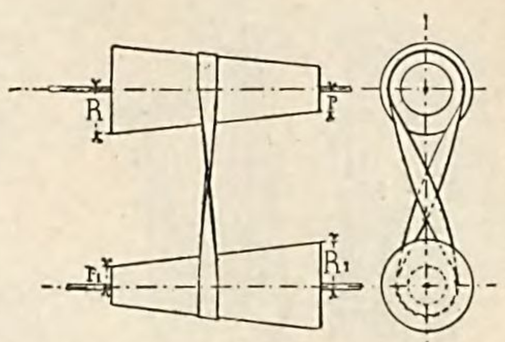


Fig. 369—370.

Herstellungskosten der Riemenscheiben.

Für das Holzmodell (nebst Kernkästen) einer Riemenscheibe, welche mit Umfangskernen geformt wird, kann man rechnen (nach v. Reiche) an Löhnen: $\mathfrak{M} = 2{,}3\,D$, an Holz 50—66% der Löhne.

Formerlohn: Beträgt das Gewicht eines Stückes G kg, so berechnet sich der Preis pro 100 kg zu: $\mathfrak{M} = 220 + \frac{3500}{G}$.

Für Drehen und Ausbohren von Riemenscheiben bis zu 150 mm Breite und bis $D = 2000$ mm Durchmesser: $\mathfrak{M} = 56\,(1 + 0{,}01\,D)$.

Für je 25 mm Breite mehr berechne man einen Zuschlag von $\mathfrak{M} = 2{,}5\,(3 + 0{,}01\,D)$.

Bei Scheiben über 2000 mm Durchmesser ist für Drehen und Ausbohren anzusetzen: $\mathfrak{M} = 1{,}7\,D$.

Für Drehen ohne Poliren $^1/_5$ weniger.

Riemenleitungen.

Die Axen der zueinander gehörigen Riemenscheiben, der treibenden und der getriebenen, können folgende Stellungen haben: 1. sie fallen geometrisch zusammen; 2. liegen parallel; 3. schneiden einander; 4. sind geschränkt (kreuzen sich). Je nach dem betreffenden Falle werden die Riemen unmittelbar oder durch Vermittelung von Leitrollen von der einen zur anderen Hauptscheibe geleitet; immer aber soll die Anordnung der Scheiben so sein, dass der Riemen ohne besondere Riemenführer auf den Rollen verbleibt, ob er nun in der Mittellinie der Scheibe oder unter einem Winkel dazu auf oder abläuft (Fig. 371—373). Diese Bedingung wird erfüllt, wenn bei jeder Riemenscheibe die Mittellinie des auflaufenden Riemens in die Mittelebene der Scheibe fällt.

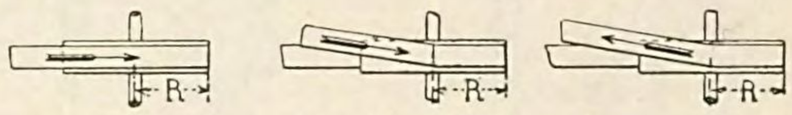


Fig. 371—373.

Kleine Abweichungen ($^1/_4$—$^3/_4$ °) von dieser genauen Leitungsrichtung sind statthaft bei Scheiben mit gewölbtem (balligem) Rande. Theilweise geschränkte Riemen zeigen das Bestreben, an der Ablaufstelle von der Rolle abzufallen, wenn der kleinste Rollenabstand geringer ist als der zweifache Durchmesser der grösseren Rolle. Nach Völker ist es, damit der Riemen nicht zu starker Abnützung unterliege, rathsam, den Rollenabstand $e \gtrless 10\sqrt{b\,.\,D}$ zu nehmen, wobei b die Riemenbreite, D den Durchmesser der treibenden Rolle bedeutet.

I. Riemenleitung für geometrisch zusammenfallende Axen.

Hierfür sind unter allen Umständen Hilfsleitrollen nothwendig. Fälle dieser Art werden veranlasst durch das Vorhandensein eines Hindernisses H zwischen den Wellen a und b oder durch die Forderung, beide Wellen mit verschiedener Geschwindigkeit umlaufen zu lassen, ohne dabei Räder und Vorgelegswellen verwenden zu müssen.

Die Stellung der Rolle C (Fig. 374—376) wurde hinsichtlich der Antriebscheibe A so gewählt, dass die mittlere Ebene ersterer den Umfang letzterer tangirt; der Forderung, dass die Ebene der Auflaufrolle (hier C) den Ablaufpunkt P der Scheibe A in sich enthält, ist infolgedessen genügt, d. h. die Leitung ist richtig. Da als feststehend die Lage der Antriebwelle a und der getriebenen b betrachtet werden muss, so ist die Lage der Leitrolle C in ihrer Ebene durch die weitere Forderung bestimmt, dass sie die Ebene durch B zu tangiren habe. (Es ist klar, dass die so bestimmte Stellung der Leitrolle eine der vielen hier überhaupt möglichen ist; es steht z. B. nichts im Wege, die Axe c höher oder tiefer zu legen, als geschehen ist, sowie ausserdem die Ebene der Rolle C in jede beliebige andere Lage zu bringen,

beispielsweise in die verticale.) Auf gleiche Weise wird die Lage der zweiten Leitrolle D ermittelt; die Ebene derselben wurde durch die Bedingung bestimmt, dass sie durch den Ablaufpunkt der Rolle B hindurchgehe, und die Lage der Rolle D selbst in dieser Ebene durch die weitere Bestimmung, dass sie die Mittelebene der Antriebrolle A tangire. Die in Fig. 374—376 gegebene Lösung der Aufgabe ist keineswegs die einfachste. Störend für die practische Ausführung würde die gegen die Axen a und b schiefe Stellung der Hilfsrollenaxen c und d auftreten, ein Uebelstand, den zu beseitigen die Rollenleitung Fig. 377—379 angewendet wird.

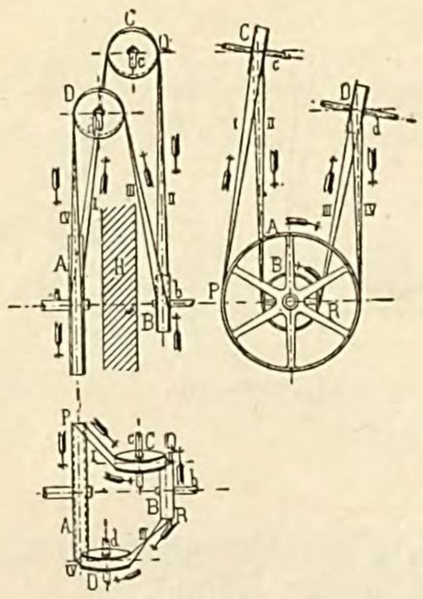


Fig. 374—376.

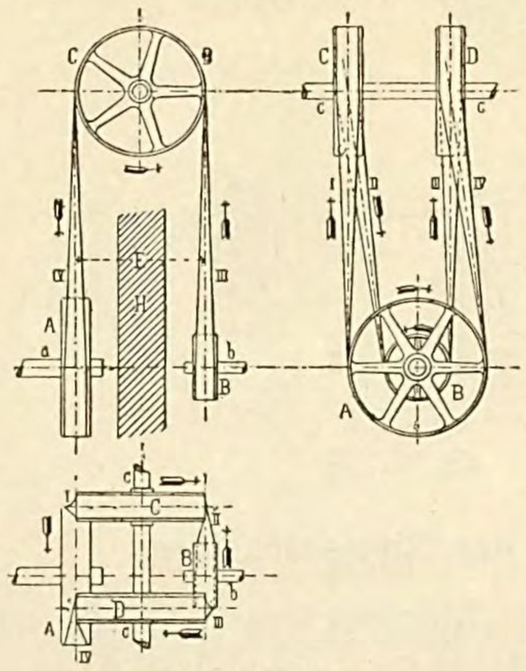


Fig. 377—379.

Ist nämlich der Abstand E der Ebenen der treibenden (A) und der getriebenen Rolle (B) nicht allzu gross, sodass die Herstellung von Leitrollen, deren Durchmesser $= E$ sich als nicht unzweckmässig erweist, so lässt sich die erwähnte Riemenführung in Anwendung bringen. Hier werden die Leitrollen auf einer horizontalen Axe cc angebracht, auf welcher sie sich in entgegengesetzter Richtung drehen.

II. Riemenleitung zwischen parallelen Axen.

Die häufigst vorkommenden und einfachsten Fälle sind durch Fig. 380—381 und 382—383 dargestellt. Erstere zeigen den offenen, letztere den gekreuzten oder geschränkten Riemen; die Umdrehung beider Wellen ist im ersten Falle eine gleichgerichtete, im zweiten Falle eine entgegengesetzt gerichtete. Für den aus Fig. 384—386 ersichtlichen Fall müssen Leitrollen $C_1 C_2$ eingeschaltet werden.

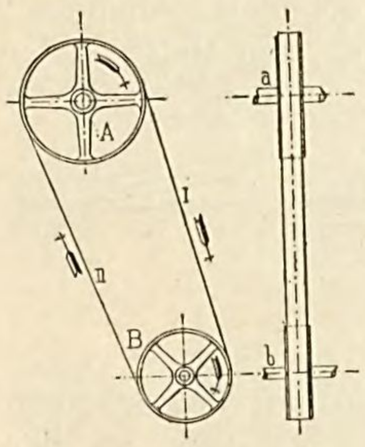


Fig. 380—381.

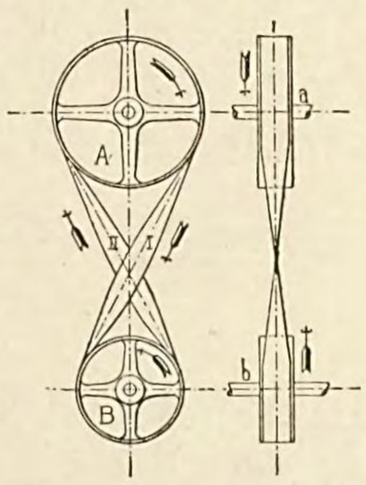


Fig. 382—383.

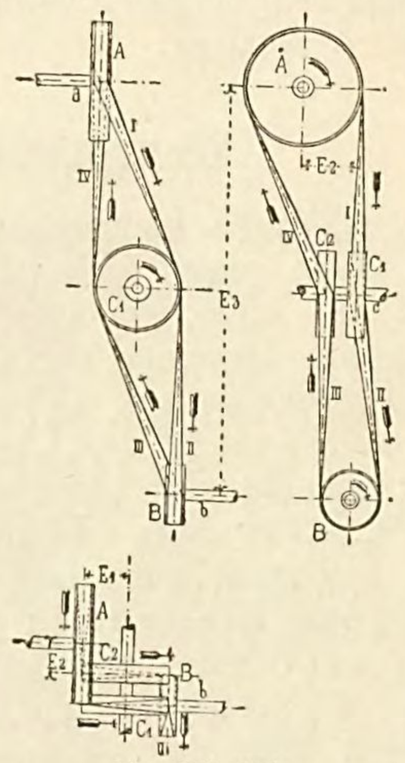


Fig. 384—386.

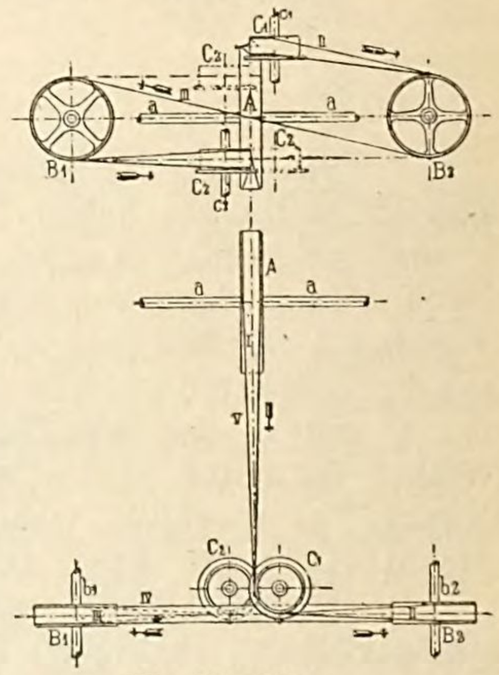


Fig. 387—388.

III. Riemenleitung zwischen sich schneidenden Axen.

Die Fig. 387—388 geben eine sehr zweckmässige Lösung dieses Falles: bei sich rechtwinkelig schneidenden Wellensträngen die Riemenscheiben B_1 und B_2 in Bewegung zu setzen. Die Drehrichtung der angetriebenen Wellen b_1 und b_2 ist in dem gegebenen Falle eine entgegengesetzte; um sie zu einer gleichsinnigen zu machen, würde es erforderlich sein, die Rolle C_2 in die obere punktirte Lage C_2 zu rücken, den Riemen von B_2 aus auf den unteren Theil von B_1 auflaufen zu lassen und über C_2 zurück nach A.

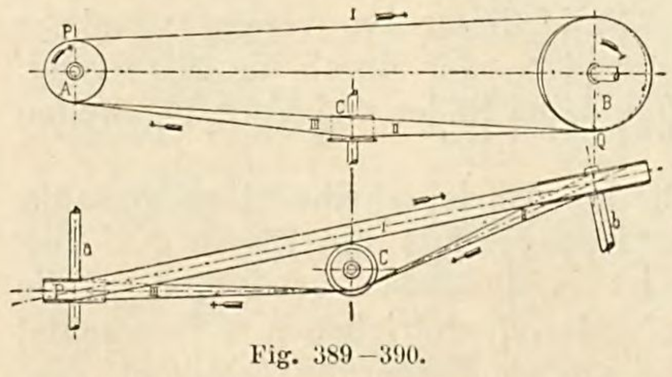


Fig. 389—390.

Fig. 389—390 geben den einfachsten Fall von sich spitzwinkelig schneidenden Axen, bei welchen der Axenwinkel etwa 25^0 nicht überschreitet und wo ausserdem die beiden Rollen sich in eine solche gegenseitige Lage bringen lassen, dass die Mittelebene der einen (B) die andere in deren Ablaufpunkte (P) berührt. Die Lage der einen Leitrolle C wurde durch die Absicht bestimmt, die Axe derselben vertical zu stellen. Für denselben Fall lassen sich auch die in Fig. 391—392 und Fig. 393—394 dargestellten Anordnungen der Riemenleitung treffen. Die Anordnung Fig. 395—396 unterscheidet sich insofern in vortheilhafter Weise von der vorhergehenden, als sie einfachere Forderungen an die örtliche Stellung der

Hauptrollen A und B stellt. Für spitze Winkel eignet sich die Anordnung Fig. 393—394, wenn man die Hilfsrollen $C_1 C_2$ auf einer verticalen Welle c anbringen will.

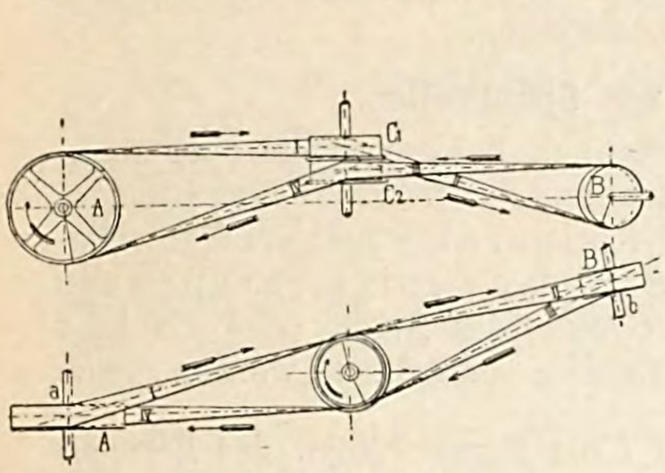


Fig. 391—392.

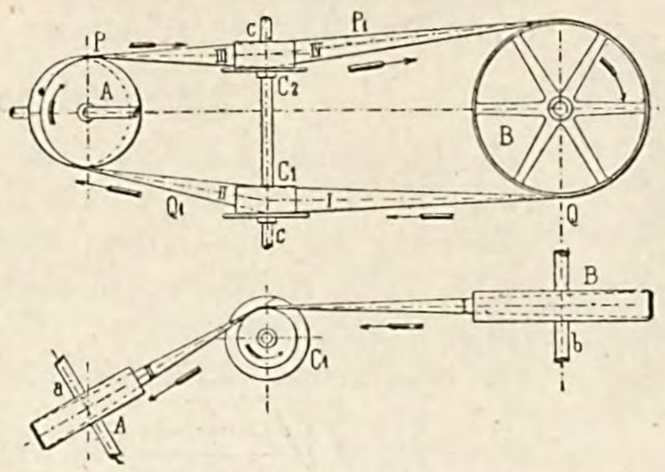


Fig. 393—394.

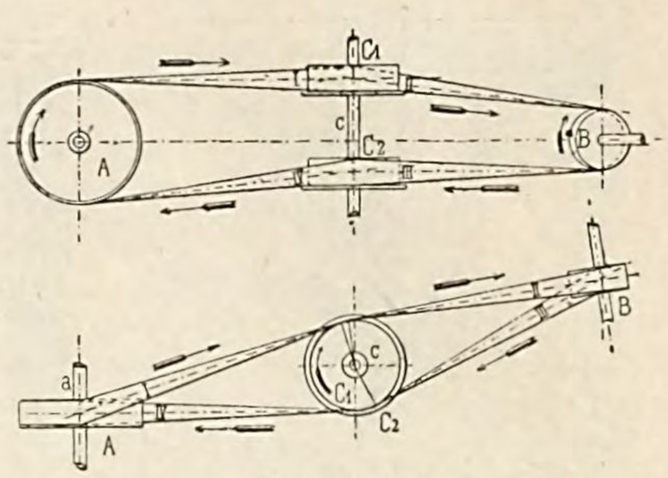


Fig. 395—396.

Eine Art der Riemenführung für Hauptwellen, die in entgegengesetzter Richtung umlaufen, zeigen Fig. 395—396.

IV. Riemenleitung zwischen sich kreuzenden (geschränkten) Axen.

Den wohl am häufigsten auftretenden Fall zeigen Fig. 397—399. Die beiden Auflaufpunkte (P und Q) müssen in der Durchschnittslinie mn (Spur) der beiden Rollenebenen gelegen sein. Die Rolle B kann jede beliebige Lage zu A einnehmen, sofern sie nur stets die genannte Spur mn tangirt.

Unmittelbar aus der vorigen ist die Anordnung Fig. 400—402 abzuleiten. Das Riemenstück I hat den nämlichen Lauf wie früher; der zweite Riementheil wird durch die Zwischenrolle C so gebrochen und geleitet, dass das von O ablaufende Riemenstück op in die Ebene der Rolle A fällt. Die Lage der Rolle C ist bei Beobachtung der gegebenen Regeln eine ziemlich willkürliche, kann z. B. unbeschadet der Wirkung nach C_1 verlegt werden.

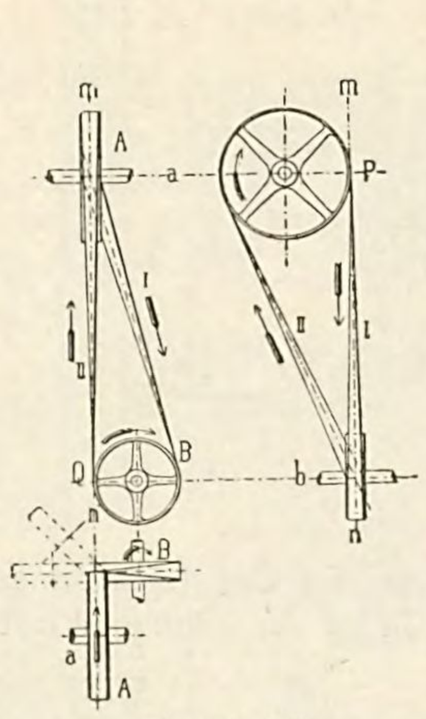


Fig. 397—399.

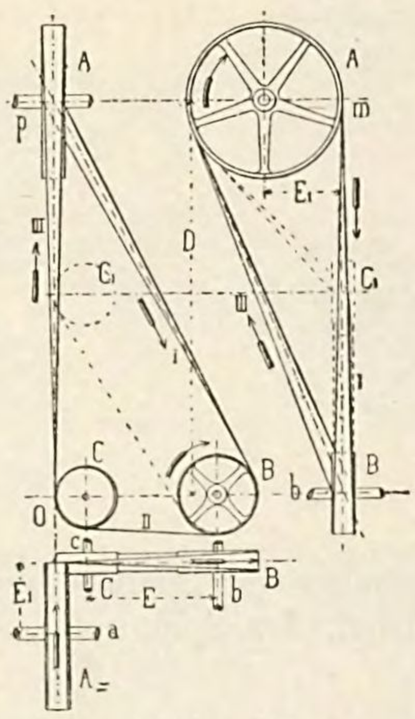


Fig. 400—402.

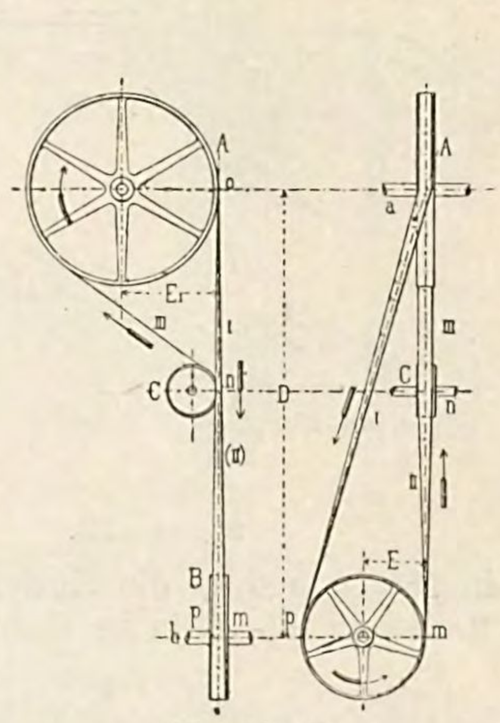


Fig. 403—404.

Fig. 403—404 giebt eine andere Art der Ausführung derselben Aufgabe; die Hilfsrolle liegt hier in der Ebene der Rolle A. Der Abstand E der Axe b von der Rollenebene hängt von der Grösse der Rolle B ab, ist also gleich von Anfang an ein ziemlich bestimmter und beschränkter.

Riemenleitungen mit unter einem beliebigen Winkel geschränkten, in parallelen Ebenen liegenden Axen bedürfen in der Regel zweier Leitrollen. Die Entfernung E der beiden parallelen Ebenen ist bei der Anordnung Fig. 403 bis 404 u. Fig. 405—406 bei gegebenen Grössen und Verhältnissen der Abstände D und D_1 in Hinsicht auf die Grösse der Riemenableitungswinkel innerhalb gewisser Grenzen zu halten. Ist der Abstand der parallelen Ebenen ein grösserer, so lässt sich in vielen Fällen von der Anordnung Fig. 407—409 Gebrauch machen. Bedingung hierbei ist nur, dass die eine Rolle (B) von der Durchschnittslinie dd beider Rollenebenen

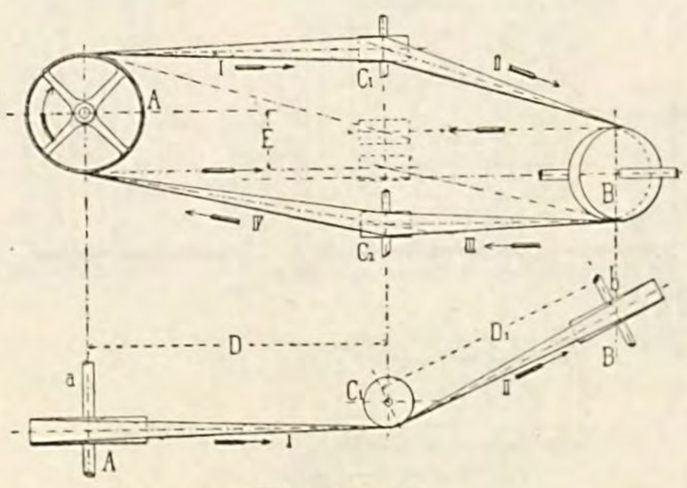


Fig. 405—406.

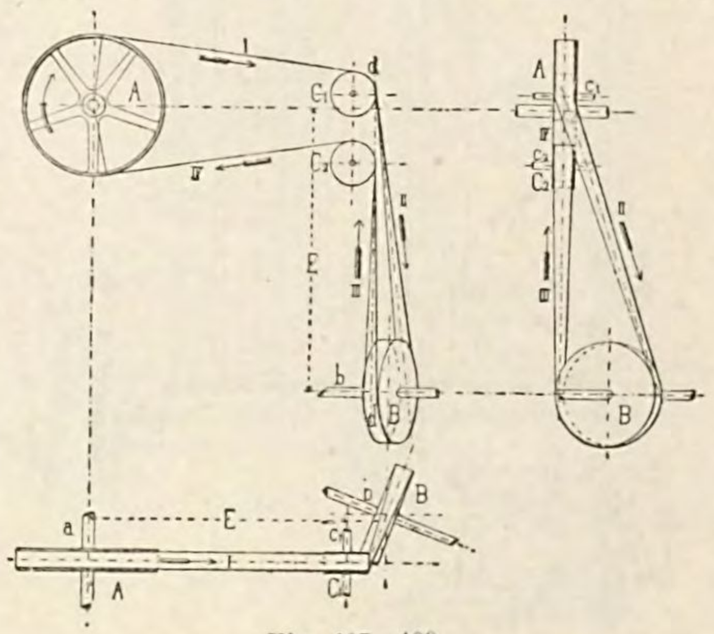


Fig. 407—409.

berührt werde. Man ordnet die Leitrollen C_1 und C_2 so an, dass sie, selbst in der Ebene der anderen Rolle A liegend, ebenfalls von der erwähnten Spur $d\,d$ tangirt werden. Ist die Entfernung E_1 hinreichend gross und die Riemenbreite eine kleine, so sind die Hilfsrollen C nebeneinander, statt übereinander anzubringen.

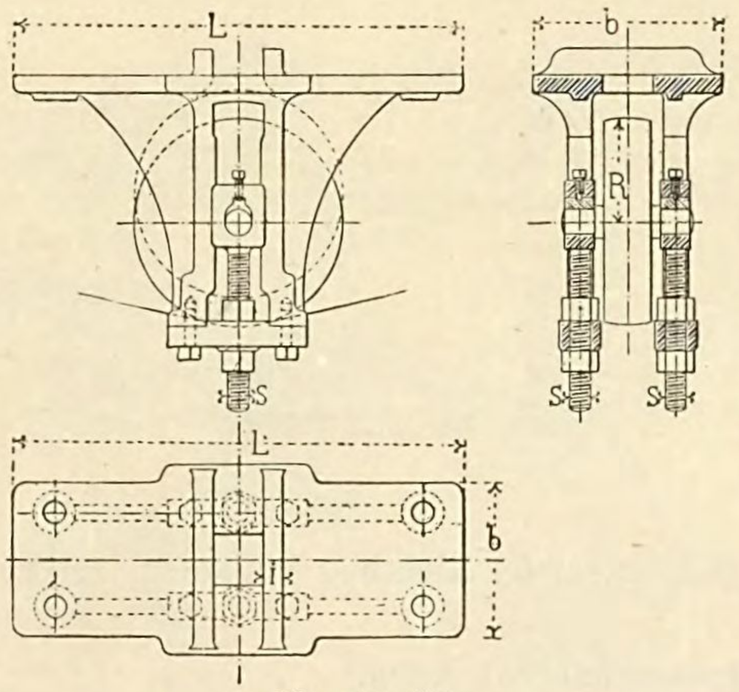


Fig. 410—412.

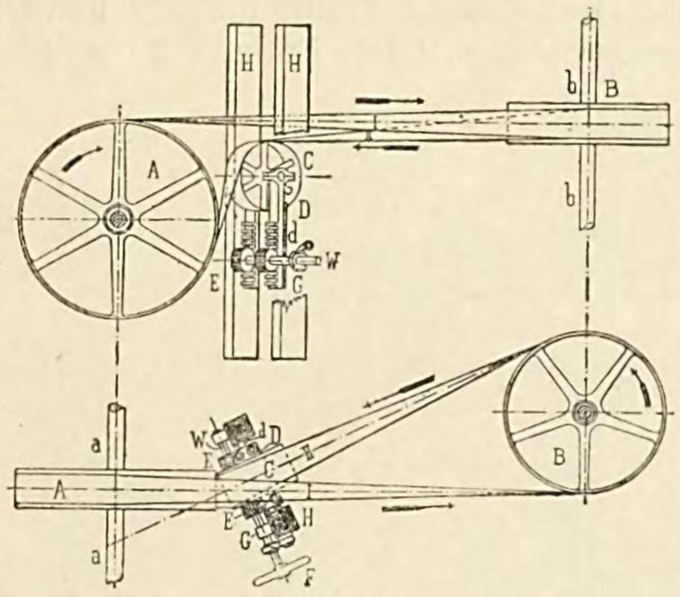


Fig. 413—414.

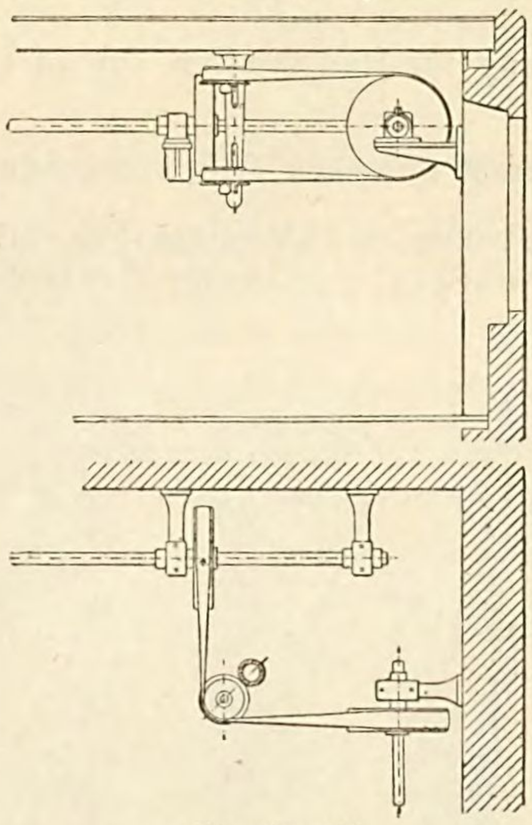


Fig. 415—416.

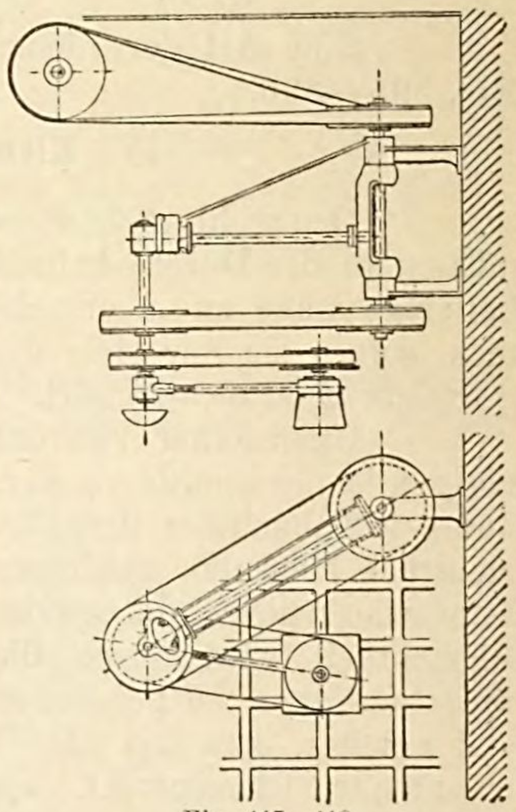


Fig. 417—418.

Riementriebe mit Spannrollen.

In manchen Fällen, hauptsächlich bei geneigtem oder senkrechtem Riementrieb, ist zur Erzeugung der erforderlichen Riemenspannung die Anwendung einer Spannrolle nothwendig. Dieselbe ist in richtiger Anordnung auf das weniger gespannte Riemenstück aufzulegen. Die Grösse des Zuges oder die Last der Spannrolle kann näherungsweise berechnet werden nach $Q = 0{,}4\ P \sqrt{\frac{a + a_1}{a \,.\, a_1}} \cdot l$, wenn l die ganze Länge des Riemens in cm, a und a_1 die Entfernungen der Spannrollenaxe von den Berührungspunkten zwischen Riemen und Rollen in cm, Q in kg der Druck der Spannrolle, P in kg die Umfangskraft an den Rollen. Fig. 410—412 zeigen die Anordnung einer Spannrolle, welche mit ihren Wellenenden in verstellbaren Lagern ruht, die durch Schrauben niederzuziehen sind. In Fig. 413 u. 414 ist eine Spannrollenanlage gezeichnet, welche zugleich zur Ablenkung des Riemens dient. Ihre Einstellung geschieht durch gleichzeitiges Drehen der in die Zahnstangen eingreifenden kleinen Zahnrädchen.

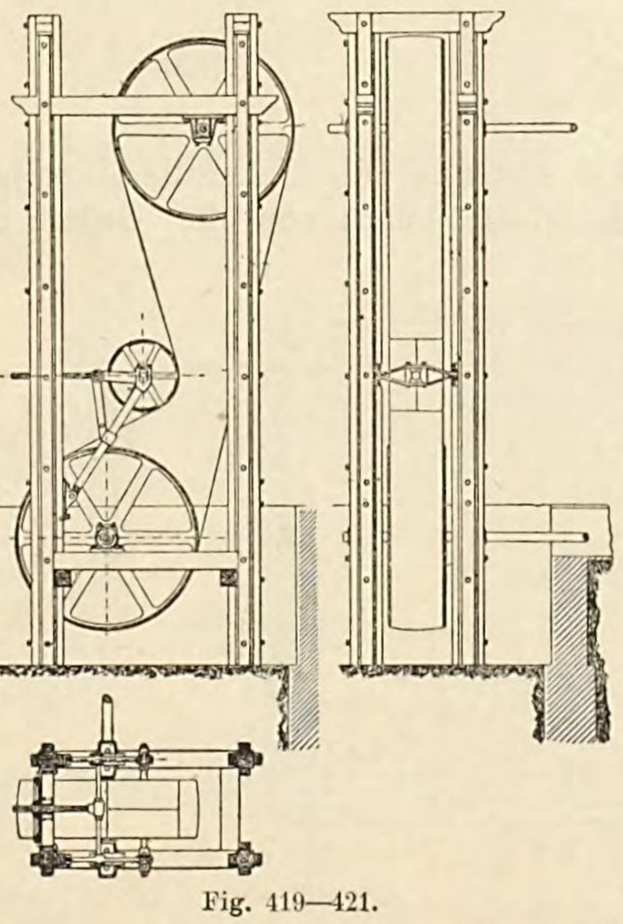


Fig. 419—421.

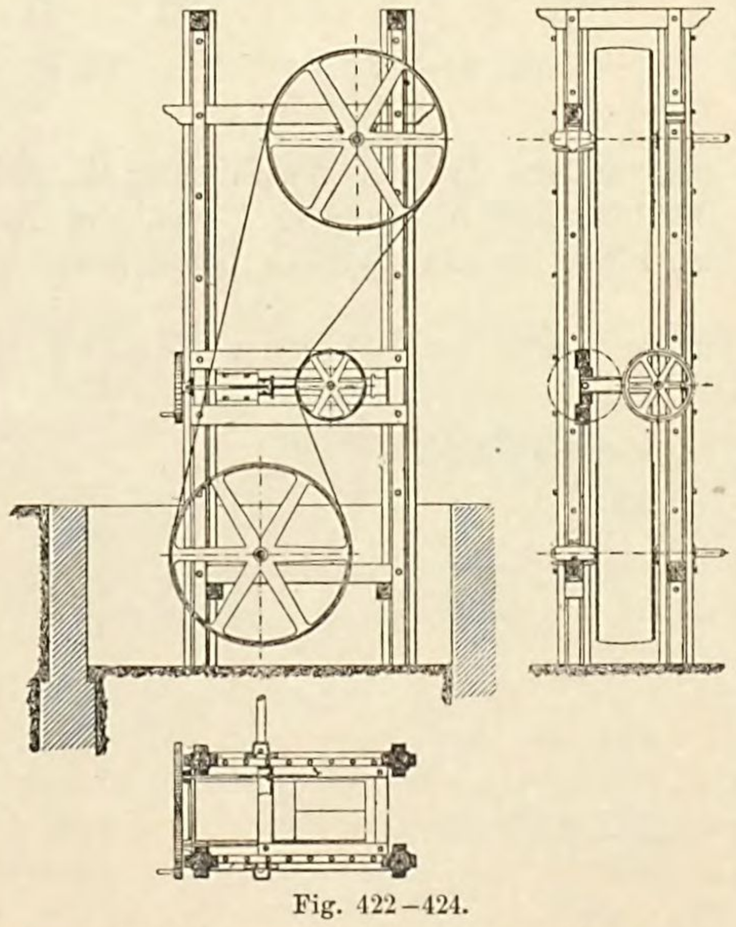


Fig. 422—424.

Fig. 419—424 endlich geben (ebenfalls nach Radinger) ein Bild der Kraftübertragung der Haupttransmission auf der Weltausstellung zu Philadelphia.

Fig. 415 u. 416 zeigen die Anordnung der Uebertragung von kleineren Transmissionswellen auf winkelige Abzweigungen mittelst an einer gusseisernen Säule befestigter Leitrollen; Fig. 417 u. 418 (nach Radinger) eine weitere sehr zweckmässige Riemenübertragung nach amerikanischem Muster. —

L. Seilbetrieb.

1. Drahtseiltransmission.

Das treibende Organ bildet hier ein aus vielen Drähten zusammengesetztes **Seil**, das wie der Riemen über Scheiben — über die mit ein bis zwei Nuthen versehenen **Seilscheiben** — geführt wird. Die Unterschiede gegenüber der Riementransmission bestehen in der Möglichkeit, den zu verbindenden Seilscheiben einen bedeutend grösseren Abstand zu geben und überhaupt den Effect auf bedeutende Strecken, 1000 m und darüber, fortleiten zu können; unter gewöhnlichen Umständen beträgt die grösstmögliche Entfernung zweier Scheiben 120 m; der geringste Abstand darf nicht unter 20—16 m betragen. Ohne dass die Anordnung eine unvortheilhafte wird, lassen sich mehrere Rollen hintereinander aufstellen, über die verschiedene Seile von einer Rolle zur anderen laufen (zusammengesetzter Seiltrieb) oder ein einziges Seil geführt werden kann. Ferner gestattet der Seilbetrieb eine nicht unbedeutend grössere Umfangsgeschwindigkeit; die vortheilhafteste Seilgeschwindigkeit ist $v = 25—32$ m für Uebertragung der grösseren, 5—10 m für Uebertragung geringerer Arbeitsleistungen, im Mittel 12—22 m. Die Spannung des Seils geschieht meist nur durch sein Eigengewicht, sodass eine besondere Anspannung unnöthig wird.

Ist die Entfernung der Rollen grösser als angegeben, so bedient man sich der **Zwischenrollen** nach Art der durch Fig. 425—427 gegebenen Anordnungen.

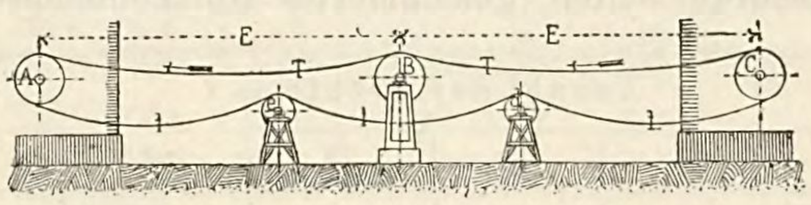


Fig. 425.

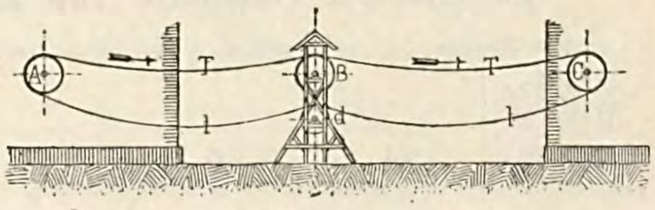


Fig. 426.

In Fig. 425 sind drei Tragrollen B, d, e als erforderlich vorausgesetzt worden; Fig. 426 zeigt die einfache Anordnung mit Unterstützung eines an und für sich hochliegenden Seiles durch zwei untereinander liegende Tragrollen; Fig. 427 giebt eine Anordnung eines zusammengesetzten Riementriebes, bei welchem jede Riemenscheibe K, J, H, G zweirinnig ausgeführt und über je zwei derselben ein geschlossenes Seil gelegt wird.

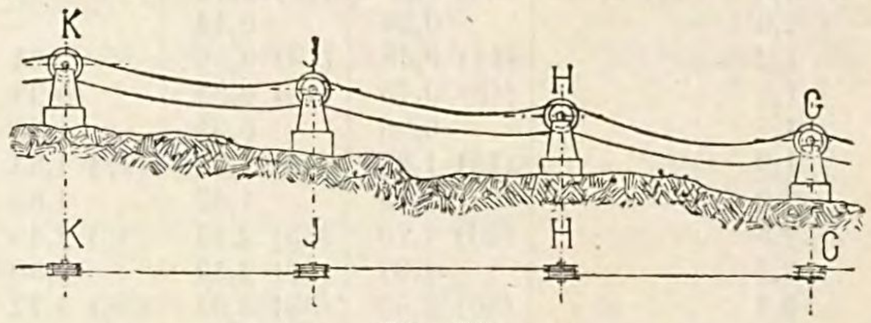


Fig. 427.

Verlangt eine Anlage einen Wechsel der Seilrichtung, so nimmt man in den meisten Fällen ein eingeschaltetes Kegelräderpaar KK zu Hilfe (Fig. 428) oder verwendet wohl auch nach Hirn's Vorschlag eine eingeschaltete horizontale Seilscheibe s (Fig. 429).

Spannungsverhältnisse. Die Fundamentalformeln des Seilbetriebes sind unter Berücksichtigung der Zapfenreibung

$$T = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}(1-B)-(1+B)} \cdot P; \qquad t = \frac{1}{e^{f\alpha}(1-B)-(1+B)} \cdot P,$$

wobei die einzelnen Grössen folgende Bedeutung haben: T die Spannung im ziehenden (treibenden, gespannten) Seiltrumm in kg, t die Seilspannung im gezogenen (schlaffen, geführten) Seilstück in kg; $e = 2{,}71828$ die Basis der natürlichen Logarithmen, α der umspannte Bogen der kleineren Seilscheibe, gemessen im Kreise vom Radius $= 1$; f der Coefficient der gleitenden Reibung zwischen Seil und Scheibe, P die Umfangskraft, d. i. der auf den Umfang der Scheibe reducirte Widerstand in kg und wobei ferner abkürzungsweise gesetzt ist $B = \frac{f_1 d}{2R}$,

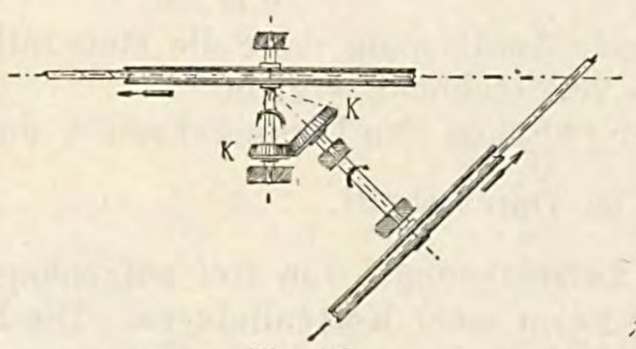


Fig. 428.

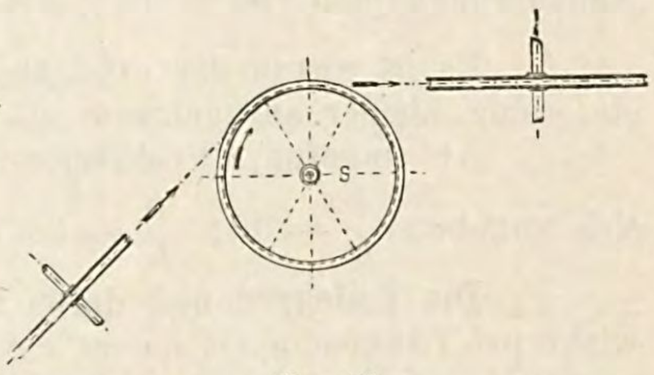


Fig. 429.

wenn d der Durchmesser des Zapfens der Scheiben in mm, f_1 der Coefficient der Zapfenreibung, R der Halbmesser der kleineren Seilscheibe in mm ist.

Für Ueberschlags- und Durchschnittsrechnungen genügen wiederum die schon beim Riementrieb gegebenen Formeln: $T = 2P$; $t = P$, und die Spannung im ruhenden Seil $t_0 = \frac{T+t}{2} = 1{,}5$ P. — Im übrigen bestehen auch hier die Beziehungen $T - t = P$; $T = P + t$.

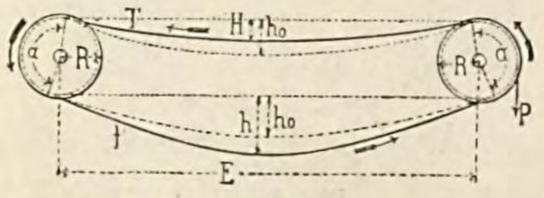


Fig. 430.

Grösse der Seileinsenkung. Ein zu schlaffes Seil gleitet und wird hierdurch ruinirt; eine zu starke Anspannung zerstört das Seil ebenfalls bald und erzeugt eine übermässig bedeutende Zapfenreibung. Die

Grösse der Anspannung des Seiles ist demnach von wesentlichem Einfluss. Da aber Einsenkung und Spannung des Seiles in gewissem bestimmten Zusammenhang stehen, so ergiebt sich, ist jene richtig bemessen, auch die letztere, die Anspannung in zweckentsprechender Grösse.

Bezeichnet man mit E die Entfernung zwischen je zwei benachbarten Scheiben, in m; H die Einsenkung des führenden Seilstückes, in m; h die Einsenkung des geführten Seilstückes, in m; h_0 die Einsenkung des Seiles im Ruhezustande, in m; ist δ die Stärke eines Drahtes des Seiles in mm; i die Anzahl der Drähte eines Seils, q das Gewicht des laufenden Meters Drahtseil in kg, M den Elasticitätsmodul von Eisendraht pro qcm in kg (also $M = 2000000$ kg), so giebt $h = \frac{q \cdot E^2}{8\,t}$ die der Spannung t entsprechende Einsenkung h des schlaffen (geführten) Seilstückes an, während zwischen der Spannung T des straffen (führenden) Seilstückes und seiner Senkung H die Beziehung $H = \frac{q.E^2}{8\,T}$ besteht, wobei noch zu bemerken ist, dass das Gewicht eines Meters Drahtseil sich aus der Formel $q = 0{,}0075 \,.\, i \,.\, d^2$ berechnen lässt oder aus folgender Tabelle zu entnehmen ist:

Tabelle der Gewichte von Eisendraht-Seilen (gehämmertes Holzkohleneisen) pro 1 m Länge.

Drahtdicke δ in mm	Anzahl der Drähte $= i$									
	24	36	42	49	60	72	84	98	114	133
0,5	0,06									
0,6	0,08									
0,7	0,11	0,19								
0,8	0,15	0,25								
0,9	(7) 0,20	(8) 0,32	(10) 0,38							
1,0		0,38	0,44							
1,2		(11) 0,48	(13) 0,58	0,64						
1,5		(15) 0,75	(16) 0,85	0,98	1,01					
1,7		0,86	0,95	1,25	1,30	1,56				
1,9		(18) 1,07	(20) 1,28	(22) 1,53	1,52	1,94	(25) 2,40	2,65	(30) 3,20	
2,0		1,15	1,42	1,68	1,80	2,16	3,40	2,94	3,42	3,90
2,5		(23) 1,70	(25) 2,13	(30) 2,48	2,81	(33) 3,52	(35) 4,00	(38) 4,60	(40) 5,44	(43) 6,50
2,7		1,97	(28) 2,40	2,90	3,28	3,94	4,59	5,36	6,23	7,37
3,1		(30) 2,55	(33) 3,04	(35) 3,72	4,32	5,18	(40) 5,60	7,06	(45) 8,10	(50) 9,30
3,5		(33) 3,20	(35) 3,98	(40) 4,80	5,51	6,61	7,70	9,00	(50) 10,30	12,20

Die in Klammern beigeschriebenen Zahlen geben die entsprechenden Seildurchmesser in mm.

Für die Ausführung (Montage) ist in erster Linie der Werth der Einsenkung h_0 des ruhenden Seiles zu wissen nothwendig. Derselbe lässt sich nach Grove näherungsweise annehmen zu $\mathfrak{h}\,(= h_0) = 1{,}5\,H = 0{,}75\,h$, während ein genauerer Werth zu ermitteln ist aus: $h_0 = \mathfrak{h} - \frac{\mathfrak{h}^3 - A\,\mathfrak{h} - B}{3\,\mathfrak{h}^2 - A}$, wobei $\mathfrak{h}$ der obige Annäherungswerth von h_0 ist; $A = 2{,}5\,H^2 - 0{,}502\,\frac{E^4}{16\,H\,.\,M}$; $B = 0{,}669\,\frac{E^4}{16\,.\,M}$.

Es ist wegen der erfolgenden Ausdehnung der Seile stets rathsam, bei der Aufstellung den Pfeil h_0 ein wenig kleiner anzunehmen, als die Rechnung ergiebt.

Als ungefähre Verhältnisse zwischen den Einsenkungen h und H und dem Rollenabstand E lassen sich angeben $\frac{E}{H} = 32$; $\frac{E}{h} = 64$ im Durchschnitt.

Die Seilcurve und deren Aufzeichnung. Ein frei aufgehängtes, materielles Seil von gewissem Gewicht pro Längeneinheit nimmt die Form einer **Kettenlinie** an. Die Kettenlinienbogen der Drahtseile fallen verhältnissmässig sehr flach aus; deshalb kann man die Seilcurven näherungsweise als **Parabeln** ansehen und demgemäss verzeichnen.

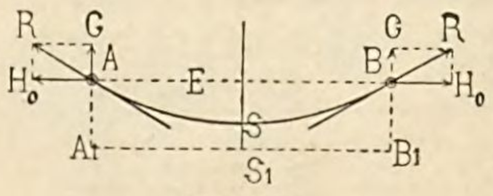


Fig. 431.

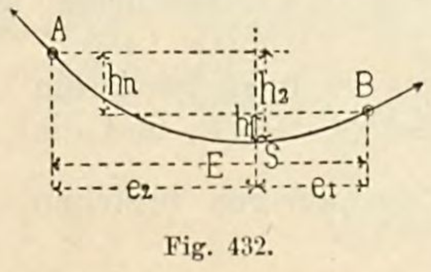


Fig. 432.

Der Scheitel S eines vollständig horizontalen Seiltriebes liegt in der Mitte zwischen den beiden Auflagerungspunkten A und B; nicht so beim schiefen Seiltrieb; doch lassen sich hierfür unter der Voraussetzung, dass die Spannungen im schiefen Seiltrieb nahezu gleich denjenigen eines horizontalen von dem gleichen Horizontalabstand E seien, die Scheitelabstände e_1 und e_2 sowie die Einsenkungen h_1 und h_2 Fig. 432 aus den entsprechenden Werthen eines gleichen Verhältnissen ausgesetzten wagerechten Seiltriebes nach Reuleaux wie folgt berechnen:

Bezeichnet h die Einsenkung, E den gleichen Rollenabstand eines horizontalen Seiltriebes; h_1 und h_2 die verschiedenen Einsenkungen, e_1 und e_2 die verschiedenen Scheitelabstände des analogen schiefen Seiltriebes; $h_n = h_2 - h_1$ den Höhenunterschied der Aufhängepunkte A und B, alle Werthe in m, so gilt für die Einsenkungen: $h_1 = h\left(1 + \frac{1}{16} \cdot \frac{{h_n}^2}{h^2}\right) - \frac{h_n}{2}$; $h_2 = h_n + h_1$ und für die Scheitelabstände: $e_1 = \frac{E}{2}\left(1 - {}^1/_4 \cdot \frac{h_n}{h}\right)$; $e_2 = E - e_1$. Nachdem die Lage des Scheitels S nach vorstehenden Angaben ermittelt, geschieht die Aufzeichnung der Seilcurve wie folgt:

Bei vorliegendem **horizontalen Seiltrieb** (Fig. 433) halbirt man A_1S und SB_1 in C und D, verbindet sodann C mit A, D mit B und erhält so die Tangenten AC und BD an die Seilcurve in den Aufhängepunkten A und B. Indem man weiter AC in beliebig viele gleiche Theile (z. B. in 4) theilt, desgleichen CS in ebensoviele gleiche Stücke und die so entstandenen Punkte I, II, III .. mit den entsprechenden 1, 2, 3 .. verbindet, erhält man eine Anzahl die Seilcurve einhüllender Tangenten, mit deren Hilfe die Curve sehr leicht verzeichnet werden kann. Ebenso findet sich das entsprechende Curvenstück SB.

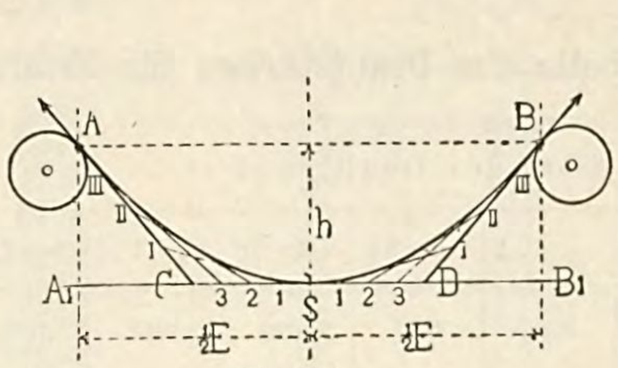


Fig. 433.

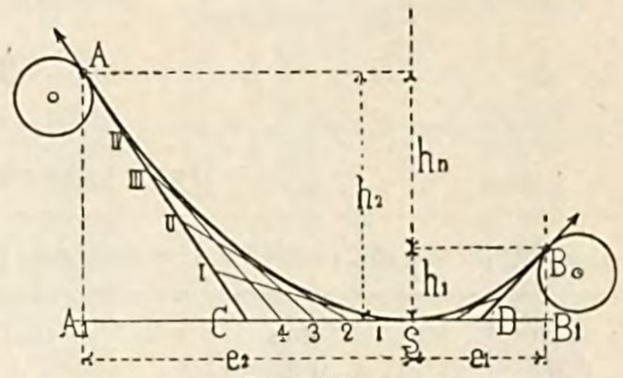


Fig. 434.

Beim **schiefen Seiltrieb** (Fig. 434) ist das Verfahren das gleiche. Man halbirt nach der Scheitelbestimmung A_1S und SB_1 in C und D, zieht CA und DB, theilt diese Curventangenten und die Stücke CS und SD auf die angegebene Art, so geben die Verbindungslinien $1I$, $2II$, $3III$ .... der Theilpunkte wiederum eine Anzahl die Curven einhüllender Tangenten, welche alsdann eine leichte Verzeichnung der Curve selbst ermöglichen.

In nebenstehender Tabelle bedeutet: α den Winkel zwischen der Horizontalen und der Tangente im Aufhängepunkte der Seilcurven; l die Länge des Seiles, gemessen vom Scheitel S bis zum Auflagerpunkte A (beim horizontalen Seiltrieb also die halbe Länge des ganzen Seiles); $\beta = \frac{H_0}{q}$ $= \frac{\text{horizontale Componente der Seilspannung}}{\text{Seilgewicht pro laufenden Meter}}$; die Horizontalspannung H_0, welche in jedem Punkte des Seiles gleich der Scheitelspannung ist, weicht nur wenig von den wirklichen Seilspannungen T resp. t, t_0 ab, weshalb für H_0 diese Werthe eingeführt werden können.

Tabelle der Coordinaten der gemeinen Kettenlinie.

Aufhängewinkel α^0	$\frac{h}{\beta}$	$\frac{E}{2\beta}$	$\frac{E}{2h}$	$\frac{l}{\beta}$	$\frac{2l}{E}$
1	0,0002	0,0175	114,5108	0,0175	1,0000
2	0,0006	0,0349	57,2929	0,0349	1,0001
3	0,0014	0,0524	38,1695	0,0524	1,0003
4	0,0024	0,0699	28,6130	0,0699	1,0007
5	0,0038	0,0874	22,8729	0,0875	1,0012
6	0,0055	0,1049	19,0458	0,1051	1,0018
7	0,0075	0,1225	16,3107	0,1228	1,0025
8	0,0098	0,1401	14,2527	0,1406	1,0033
9	0,0125	0,1577	12,6529	0,1584	1,0042
10	0,0154	0,1754	11,3706	0,1763	1,0052
11	0,0187	0,1932	10,3207	0,1944	1,0063
12	0,0223	0,2110	9,4438	0,2126	1,0075
13	0,0263	0,2289	8,7006	0,2309	1,0088
14	0,0306	0,2468	8,0623	0,2493	1,0102
15	0,0353	0,2649	7,5079	0,2680	1,0117
16	0,0403	0,2829	7,0209	0,2868	1,0133
17	0,0457	0,3012	6,5911	0,3057	1,0150
18	0,0515	0,3195	6,2077	0,3249	1,0169
19	0,0576	0,3379	5,8635	0,3443	1,0190
20	0,0642	0,3564	5,5530	0,3640	1,0212
22	0,0785	0,3938	5,0143	0,4040	1,0261
24	0,0946	0,4317	4,5619	0,4452	1,0314
26	0,1120	0,4702	4,1760	0,4877	1,0373
28	0,1326	0,5094	3,8424	0,5317	1,0438
30	0,1547	0,5493	3,5507	0,5773	1,0510

Herstellung der Drahtseile. Das Drahtseil kommt in zwei Ausführungsformen vor, als

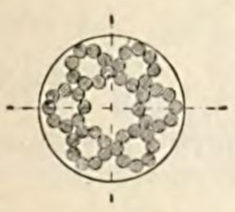


Fig. 435.

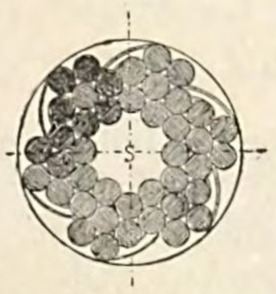


Fig. 436.

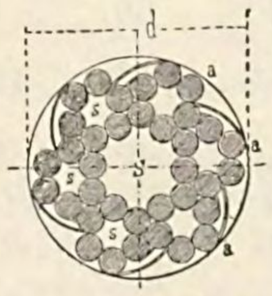


Fig. 437.

Rundseil (dieses kommt als Triebseil vorwiegend in Betracht) und als **Bandseil**, welches als Förderseil vielfache Verwendung findet. Welchen Querschnitt das Seil auch hat, immer ist es aus einzelnen Litzen zusammengesetzt, welche beim Rundseil schraubenförmig umeinander gewunden werden und aus meist 6 Drähten zusammengesetzt sind, welche wiederum um einen aus bestem Hanf oder geglühtem Draht gebildeten Kern (Seele) gewunden werden. Das Innere des Seiles bildet ebenfalls eine solche Litze, oder eine Hanfseele. Der Vortheil, den die Ersetzung der Hanfseele jeder

einzelnen Litze durch einen geglühten Draht gewährt, ist zweifelhaft, weil das Seil hierdurch unbiegsamer wird und grössere Rollen verlangt und weil die Drahtseelen leicht einem Bruche ausgesetzt sind, wenn sie auch das Seil um ein Geringes tragfähiger machen. Versteht man unter δ die Dicke des einzelnen Drahtes in mm, i die Zahl der Drähte eines Seiles, S die zulässige Beanspruchung der Drähte auf Zugfestigkeit in kg pro qmm, P die Umfangskraft in kg, R den Seilscheibenhalbmesser in mm, N die Anzahl der zu übertragenden Pferdekräfte, v die Geschwindigkeit des Seiles pro Secunde in m; n die Umdrehungszahl der Seilscheibe pro Minute, so folgt die Dicke des einzelnen Drahtes: $\delta = 1{,}6 \sqrt{\frac{1}{i} \cdot \frac{P}{S}}$, oder wenn nicht P bekannt, sondern N und v, wegen der Beziehung $P = \frac{75\,N}{v}$ auch $\delta = 13{,}9 \sqrt{\frac{1}{i} \cdot \frac{N}{Sv}} = 1350 \sqrt{\frac{1}{i} \cdot \frac{N}{n.R.S}}$.

Tabelle der Drahtstärken für Triebseile.

Drahtstärke δ bei der Drahtzahl										$\frac{P}{S}$	$\frac{N}{S.v}$	$\frac{N}{n.R.S}$
$i = 24$	$i = 36$	$i = 42$	$i = 48$	$i = 60$	$i = 72$	$i = 84$	$i = 98$	$i = 114$	$i = 120$	$i = 133$			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			
0,61	0,50	0,46									3,52	0,047	0,000005
0,73	0,60	0,55	0,52	0,46							5,06	0,068	0,000007
0,85	0,70	0,65	0,61	0,54	0,49	0,46					6,89	0,092	0,000010
0,98	0,80	0,74	0,69	0,62	0,57	0,52	0,48				9,00	0,121	0,000013
1,10	0,90	0,83	0,78	0,70	0,64	0,59	0,54	0,50			11,39	0,153	0,000016
1,22	1,00	0,92	0,87	0,77	0,71	0,65	0,60	0,56	0,55		14,06	0,188	0,000020
1,47	1,20	1,11	1,04	0,93	0,85	0,78	0,72	0,67	0,66	0,62	20,25	0,279	0,000028
1,71	1,40	1,29	1,21	1,08	0,99	0,91	0,84	0,78	0,77	0,72	27,56	0,369	0,000039
1,95	1,60	1,48	1,39	1,24	1,13	1,04	0,96	0,89	0,88	0,83	36,00	0,482	0,000051
2,20	1,80	1,66	1,56	1,39	1,27	1,17	1,08	1,00	0,98	0,93	45,56	0,610	0,000064
2,44	2,00	1,85	1,73	1,55	1,41	1,30	1,21	1,12	1,09	1,04	56,25	0,753	0,000079
2,69	2,20	2,03	1,91	1,70	1,56	1,43	1,33	1,23	1,20	1,14	68,06	0,912	0,000096
2,93	2,40	2,22	2,08	1,86	1,70	1,57	1,45	1,34	1,31	1,24	81,00	1,085	0,000114
3,18	2,60	2,40	2,25	2,01	1,84	1,70	1,57	1,45	1,42	1,34	95,06	1,273	0,000134
3,42	2,80	2,59	2,42	2,17	1,98	1,83	1,69	1,56	1,53	1,45	110,25	1,477	0,000155
3,67	3,00	2,77	2,60	2,32	2,12	1,96	1,81	1,68	1,64	1,55	126,56	1,700	0,000178
3,91	3,20	2,96	2,77	2,47	2,27	2,09	1,93	1,79	1,75	1,66	144,00	1,920	0,000203
4,28	3,50	3,24	3,03	2,70	2,48	2,28	2,11	1,95	1,91	1,81	172,25	2,300	0,000243

Die verwendeten Drahtstärken liegen zwischen 0,5 und etwa 3 mm.

Zur Herstellung der zu Treibseilen verwendeten Drähte bedient man sich guten schwedischen Eisens, in neuerer Zeit auch des Gussstahldrahtes, der bei der Grubenförderung mit bestem Erfolge eingeführt ist.

Die Gesammt-(Zug- und Biegungs-)Beanspruchung wählt man, die Summe der Drahtquerschnitte in Rechnung gezogen, $S = 1$—$1{,}5$—3 kg pro qmm bei dickeren Transmissionsseilen; $S = 1{,}3$—2—4 kg bei dünneren Transmissionsseilen; $S = 5$—6 kg bei Förderseilen.

Das Verhältniss zwischen dem Seildurchmesser D und dem Drahtdurchmesser δ ist an sich kein bestimmtes (vergl. die frühere Tabelle). Bezeichnet man den Seildurchmesser mit d, so kann man aus nachfolgender Tabelle von Reuleaux bei bekannter Drähtezahl und Drahtstärke denselben jederzeit berechnen.

Drähtezahl i	= 36	48	54	60	66	72
Verhältniss $\frac{D}{\delta}$	= 8,00	10,25	11,33	12,80	13,25	14,20.

Nachfolgende Tabellen (S. 69) von der bewährten Fabrik von Felten & Guilleaume in Köln a. Rh. sind von Interesse, namentlich deshalb, weil sie die Festigkeit direct auf die Seilquerschnitte beziehen und ausserdem noch Vergleichswerthe zwischen Gussstahl- und Eisendrahtseilen angeben.

Die Bezeichnungen „langgeschlagene“ und „kurzgeschlagene“ Seile beziehen sich auf die Länge der Windungen. Die geringere Festigkeit der letzteren ist deutlich aus den Tabellen ersichtlich.

Das **Bandseil** besteht ebenso wie das Rundseil aus einzelnen runden Litzen, die aber entweder durch Stifte miteinander verbunden oder einfach zusammengenäht werden. Infolge ihrer geringeren Dicke sind die Bandseile biegsamer als die Rundseile, gestatten daher die Verwendung von Scheiben kleineren Durchmessers, doch ist ihr Verschleiss ein grösserer. Hauptverwendung finden sie zur Förderung im Bergbau, neuerdings zuweilen zum Betrieb von Schnellwalzen.

Einige gebräuchliche Grössen des Querschnittes von Bandseilen giebt nachfolgende Tabelle:

Tabelle der flachen (Band-) Seile.

Breite/Dicke	$^{38}/_{8}$	$^{40}/_{10}$	$^{45}/_{11}$	$^{50}/_{12}$	$^{60}/_{14}$	$^{68}/_{16}$	$^{80}/_{20}$	$^{105}/_{22}$	$^{135}/_{25}$	$^{150}/_{28}$	$^{190}/_{33}$
Gewicht des laufenden m in kg	0,80	1,1	1,35	1,65	2,40	3,00	4,50	6,00	8,20	9,20	12,50
Bruchlast { Eisen	4200	5900	7400	8900	13300	17000	25000	34000	44000	50000	67000
Bruchlast { Gussstahl . . .	9100	12800	16300	19600	28900	37000	54000	74000	97000	109000	146000

Langgeschlagene Rundseile.

Durchmesser mm	Gewicht des laufenden m kg	Bruchbelastung Eisendraht kg	Bruchbelastung Gussstahldraht kg
7	0,15	850	1800
10	0,26	1500	3200
12	0,40	2200	4900
14	0,50	3100	6700
16	0,80	4600	10100
18	1,00	5800	12800
21	1,25	7200	15800
23	1,50	8400	18500
25	1,80	10200	21100
27	2,30	13400	29300
30	2,80	16600	36000
35	4,10	24000	52000
40	5,35	31000	67000
45	6,25	36000	78000
50	7,70	45000	98000
60	11,20	66000	145000

Kurzgeschlagene Rundseile.

Durchmesser mm	Eisendraht Gewicht des laufenden m kg	Eisendraht Bruchlast kg	Gussstahldraht Gewicht des laufenden m kg	Gussstahldraht Bruchlast kg
26	2,0	8000	2,0	24000
30	2,4	10000	2,4	29000
35	3,0	12000	3,0	36000
40	4,0	15000	4,0	45000
45	5,2	21000	4,8	54000
50	7,4	30000	6,2	68000
57	8,8	37000	7,5	81000
65	11,0	43000	9,0	95000
70	13,7	58000	11,1	111000
80	17,0	67000	13,2	130000

Die **Verbindung der Seilenden** erfolgt durch Aufflechten auf etwa 1 m Länge, wechselseitiges Ineinanderstecken der Litzen, Aufflechten der letzteren und sodann Durchflechten der Drähte oder durch eine Verbindung nach Art der Fig. 438.

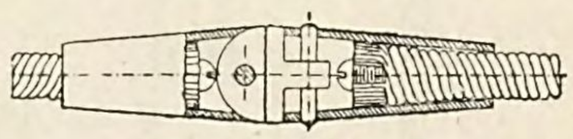


Fig. 438.

Die **Dauer** eines Eisendrahtseiles ist erfahrungsmässig zu 2, höchstens $2\,^1/_2$ Jahren anzunehmen, eine sorgfältige Anlage und Ueberwachung sowie einen ununterbrochenen Betrieb vorausgesetzt. Nach v. Reiche erweist sich für Erzielung einer möglichst langen Dauer des Seiles zweckmässig, dasselbe von Zeit zu Zeit mit gekochtem Leinöl zu schmieren. Eine andere Vorschrift empfiehlt, das Seil zuerst mit einer Mischung aus 2 Theilen Theer und 1 Theil Pech, später aber allwöchentlich mit reinem Theer, dem etwas Talg zuzusetzen ist, zu schmieren.

Der Effectverlust (Kraft- und Geschwindigkeitsverlust) ist für Drahtseiltransmissionen durchschnittlich zu 1% für je 100 m Entfernung anzunehmen.

Bei sehr geringem Rollenabstande E nehme man, damit das wenig biegsame Drahtseil die erforderliche Reibung hervorbringe, die Materialspannung S sehr klein (etwa $^1/_3$ bis $^1/_2$ kg pro qmm), also ein verhältnissmässig starkes Seil.

Ist eine möglichst geringe Einsenkung H aus irgend welchen Gründen vorgeschrieben und ausserdem die zu übertragende Leistung eine geringe, so verwendet man ein Seil mit grösserer Anspannung, als zur Verhinderung des Gleitens auf den Seilscheiben unbedingt nöthig wäre, ohne dabei die Materialspannung zu erhöhen. Wird die Beanspruchung S nach den früheren Angaben gewählt, die Anspannung nicht T, sondern $T_s = m\,T$, also $m$mal so gross als erforderlich genommen, so hat man die Drahtdicke δ, wie sie aus den früheren Formeln hervorgeht, zu erhöhen auf $\delta_s = \delta\sqrt{m}$; dieser Verstärkung entspricht ein schwereres Seil.

Seilscheiben. Die Grösse des Seilscheibenhalbmessers R hängt ab von der Dicke des zu den Seilen verwendeten Drahtes, bezüglich von der Biegsamkeit des Seiles. Nach Reuleaux berechnet man den Halbmesser R aus dem Verhältniss $\frac{R}{\delta} = \frac{10000}{18 - S}$ oder bestimmt ihn aus der dieser Formel entsprechenden

Tabelle der kleinsten zulässigen Halbmesser R.

$S =$	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$\frac{R_{min}}{\delta} =$	571	588	625	667	714	769	833	909	1000	1111	1250	1429	1667	2000	2500	3333	5000	10000

Der numerisch kleinste Werth findet sich bei $S = 6$, nämlich $R_{min} = 833\,\delta$. Bei Förderseilscheiben kann man, sofern eine Verringerung unumgänglich nothwendig erscheint, der geringeren Seilgeschwindigkeit halber auf die Hälfte des obigen kleinsten Werthes herabgehen.

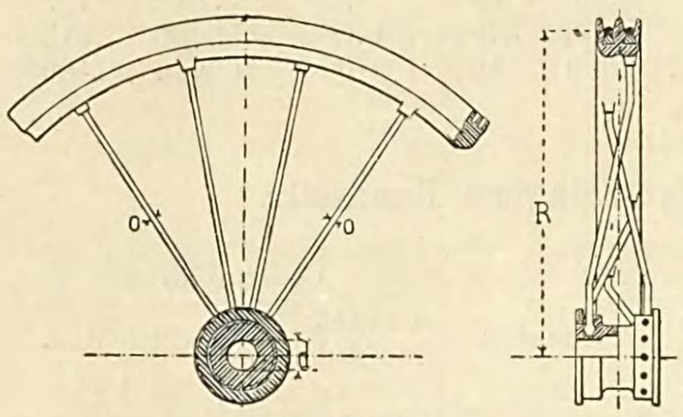


Fig. 439—440.

Da die Triebrollen bei einigermassen bedeutenden Kraftübertragungen eine beträchtliche Grösse erhalten, so ist mit Rücksicht auf die Haltbarkeit und den Transport die grösste Vorsicht nothwendig, um die schädlichen Gussspannungen zu vermeiden; man theilt deshalb die Scheiben oft in zwei oder mehr Theile, die für sich gegossen und dann mit Ringen oder Laschen verbunden werden. Bei der Verfertigung selbst giesst man zuerst den Kranz, als den am meisten schwindenden Theil, und erst nachdem dieser nahezu erkaltet ist, die Nabe. Für grössere Seilscheiben empfehlen sich schmiedeeiserne Arme, nach Art der in Fig. 439—442 gegebenen, da sich hierdurch das Gewicht verringert und die Sicherheit erhöht. Die aus Rundeisen hergestellten Arme werden dabei einfach in Kranz und Nabe eingegossen, die flachen daran verschraubt.

Bei bedeutender Grösse der Rollen empfiehlt sich die Construction schmiedeeiserner Seilscheiben aus Eisenblech. Solche Scheiben mit Spannstangenconstruction erhalten ein um ein Viertheil geringeres Gewicht und weit grössere Sicherheit als gleich grosse gusseiserne.

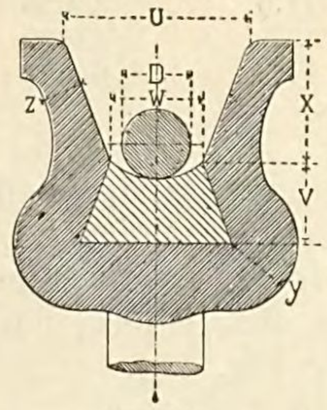


Fig. 443.

Die Form des **Kranzes** giebt Fig. 443. Zur Schonung des Seiles werden die Rinnen ausgelegt, entweder mit schwalbenschwanzförmigen Weidenholzstücken, mit eingeschlagenem Guttapercha oder eingestampften alten Lederriemen, oder endlich wird nach Prof. Fink der Rinnengrund mit Bindfaden vielfach umwickelt. Die Rinnenränder sind sorgfältig abzudrehen. Bezugseinheit $w = D + 10$ mm; $u = 2\,w$; $x = 1{,}5\,w$; $y = v = 0{,}7\,w$; $z = 0{,}4\,w$.

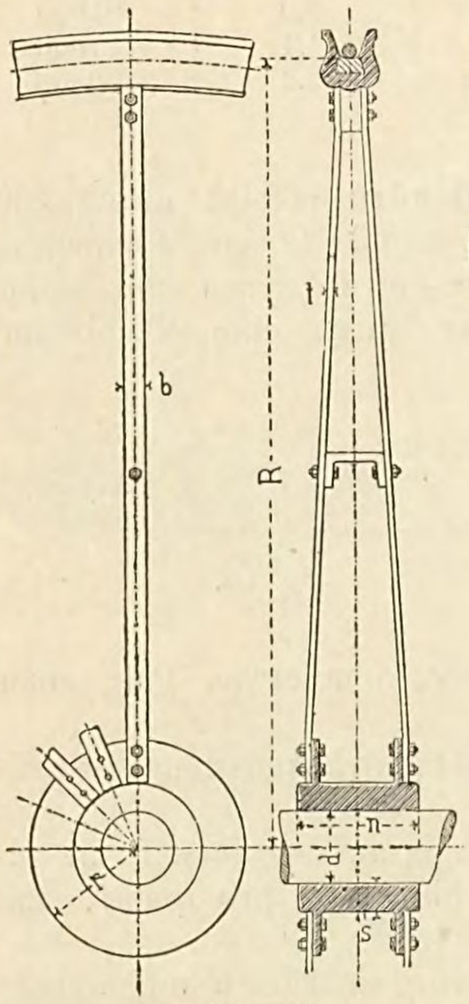


Fig. 441—442.

Die Zahl der **Arme** A findet man nach Reuleaux sowohl für den Fall gusseiserner als schmiedeeiserner Speichen aus der Gleichung $A = 4 + {}^1/_{40}\,\frac{R}{D}$; die Höhe b des in der Mitte der Rolle gemessenen Speichenquerschnittes (gleichviel ob kreuzförmig oder oval) dagegen aus $b = 4\,D + {}^1/_4\,\frac{R}{A}$ (D = Seildurchmesser); die Höhe b verjüngt sich von der Radmitte aus bis zum Kranz auf ${}^2/_3\,b$; die Armbreite bei ovalem Querschnitt beträgt ${}^1/_2\,b$. Die Breite (Dicke) der Hauptrippe bei Kreuzquerschnitt betrage $t = 0{,}2\,b$; die der etwa vorhandenen Nebenrippe $t_1 = 0{,}66\,t$. Hinsichtlich der Formgebung der Arme vergl. das auf Riemenscheiben Bezügliche S. 59.

Tragrollen dienen zum Stützen langer Seile; denjenigen, welche das führende straffere Seilstück zu unterstützen haben, giebt man zweckmässiger Weise den gleichen Durchmesser wie den eigentlichen Seilscheiben, während die für das geführte Seilstück bestimmten einen Halbmesser R_0 erhalten, der sich aus folgender Gleichung bestimmt: $\frac{R_0}{\delta} = \frac{10000}{18 - \frac{S}{2}}$ oder aus der

Tabelle der Grösse von Tragrollen.

$S =$	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	17
$\frac{R_0}{\delta} =$	563	571	588	606	625	645	667	690	714	741	769	833	909	1000	1053

Seilscheibenträger. Die gesammte Anlage erfordert eine sehr genaue Aufstellung; die Ebenen der Seilscheiben müssen ineinander fallen und dürfen diese ihre Lage während des Betriebes nicht ändern. Die stabile Aufstellung des Unterbaues wird durch dessen grosse Höhe häufig erschwert, indem nicht selten die Forderung an den Seiltrieb gestellt wird, dass der tiefste Punkt des Seiles ca. 3 m von dem Boden absteht. Auf einen höchst soliden Unterbau setzt sich ein weiterer Steinbau aus Ziegeln oder sonstigem Mauerwerk, oder — was zuweilen auch räthlich ist — ein sicherer gusseiserner Bock; dieser Theil trägt die eigentlichen, die Seilscheibenwelle unterstützenden Lager. Der Abstand B der letzteren, in der Richtung

der Wellenaxe gemessen, sei ungefähr gleich der Grösse des Seilscheibenhalbmessers R. Bei Bestimmung der Zapfenstärken, Seilscheibenwellen und Dimensionen des Unterbaues muss der Druck, der abhängig ist von Grösse und Richtung der Seilspannungen sowie von dem Gewichte der Seilscheibe, bestimmt werden.

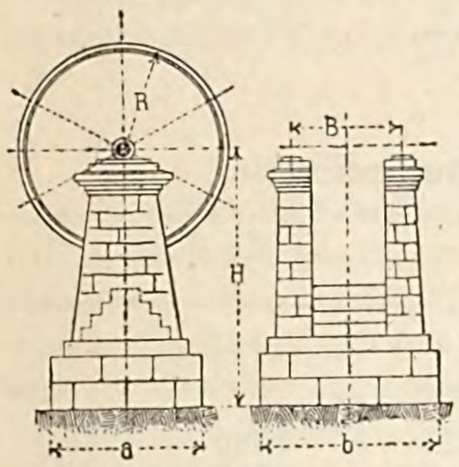


Fig. 444—445.

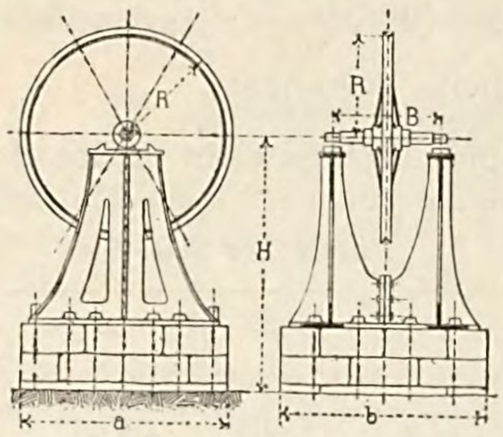


Fig. 446—447.

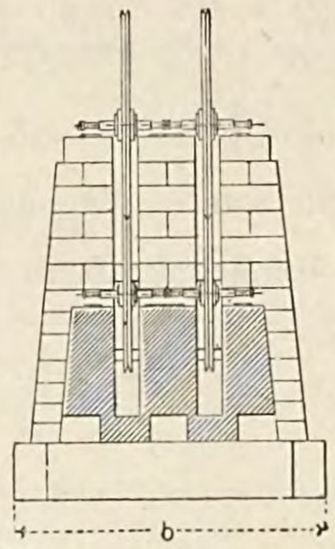


Fig. 448.

Fig. 444—445 giebt die Anordnung einer steinernen Tragpfeilerstation, Fig. 446—447 eine solche mit gusseisernem Lagerbock, beide für eine einfache Seilscheibe. In Fig. 448—450 ist endlich die erste Station der grossen Seiltransmissionsanlage von Bellegarde mit 2 Hauptscheiben und einer Tragrolle abgebildet.

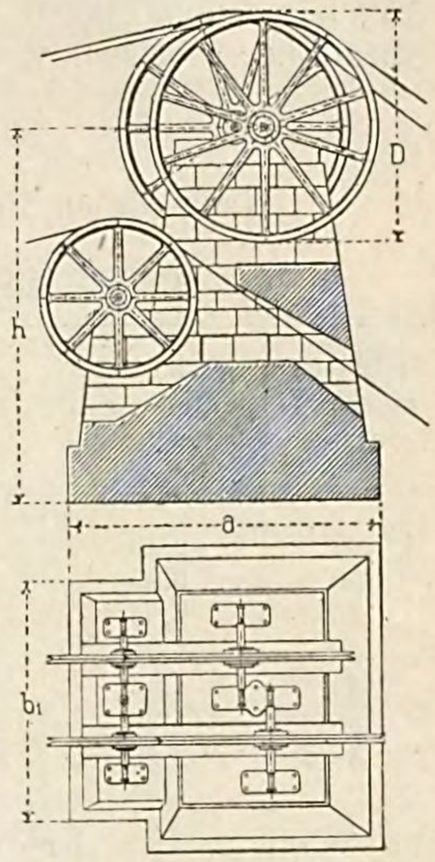


Fig. 449—450.

2. Hanfseiltransmission.

Wie Drahtseile, so finden in neuester Zeit Seile aus **Baumwolle, Hanf** oder **Jute** zur Kraftübertragung Verwendung und bewähren sich nach den bisher bekannt gewordenen Resultaten vortrefflich. Diese Transmission unterscheidet sich von der Drahtseiltransmission insofern, als bei dieser zur Verbindung zweier Rollen stets ein, im äussersten Falle zwei Seile nebeneinander angewendet werden, während bei der mit Hanfseilen stets eine grössere Anzahl (bis 12 und noch mehr) benutzt werden. Dieselben liegen nebeneinander in den keilförmigen Rillen, welche für jedes von ihnen in die Seilscheibe oder Trommel (Fig. 451) eingearbeitet sind. Der Durchmesser der meist als Schwungrad dienenden Scheibe oder Trommel beträgt gewöhnlich das 90—100fache des Seildurchmessers, derjenige der getriebenen Trommel nicht unter dem 45—50fachen der Seildicke und nicht unter 1,5 m. Die Keilform der Rillen ist nothwendig, um wegen der dadurch erhöhten Reibung zwischen Seil und Trommel eine möglichst geringe Seilspannung zu erzielen. Sie führt einen Uebelstand mit sich, indem dickere Seilstücke, namentlich die nicht genau gearbeiteten Splissstellen, sich nicht so tief in die keilförmigen Rillen einlegen, wie die übrigen, demnach in einem Kreise von grösserem Halbmesser laufen, als die dünneren. Die hierdurch erzeugten steten Wechsel in der Geschwindigkeit, in Einsenkungen und Spannungen können nur durch Anwendung von durchaus — auch an den Splissstellen, die eine Gesammtlänge von mindestens 2 m haben — gleich dicken Seilen auf ihr geringstes Mass herabgezogen werden.

Für ein in gleicher Weise wie das Drahtseil in seiner Rille eingelegtes Hanfseil ist der Reibungscoefficient $f = 0{,}28$ zu setzen. Infolge des Einklemmens des Seiles in die keilförmige Rille wächst die Reibung wesentlich und ergiebt sich der einem Keilwinkel δ entsprechende Reibungscoefficient zu $f_e = \frac{f}{\sin\frac{\delta}{2}} = \frac{0{,}28}{\sin\frac{\delta}{2}}$. Hiernach ist z. B. für $\delta = 40^0$ $f_e = 0{,}82$, „ $\delta = 45^0$ $f_e = 0{,}70$, „ $\delta = 60^0$ $f_e = 0{,}56$ von welchen Winkeln der von 45^0 der am häufigsten gebräuchliche ist. Auf Grund des Erwähnten lässt sich voraussehen, dass die Verhältnisse $\frac{T}{P}$ und $\frac{t}{P}$, sofern man, wie früher, unter T die Spannung des führenden, t die Spannung des geführten, P den überwindbaren Umfangswiderstand versteht, kleiner sein können, als sie beim Drahtseilbetrieb angegeben wurden. Führt man daher auch hier die früher als Durchschnittswerthe angegebenen Verhältnisse $\frac{T}{P} = 2$; $\frac{t}{P} = 1$; $T = 2t$ ein, die schon dort als mit Sicherheit genügend gross erachtet wurden, so wird man bei ihrer Verwendung im gegenwärtigen Falle ganz sicher gehen.

Die gegenwärtig im Gebrauch befindlichen Seile sind aus Baumwolle, Hanf, Jute oder Aloëfasern gefertigt, aus 3 Litzen zusammengedreht und besitzen einen Durchmesser des umhüllenden Cylinders von 30, 40, 45 und 50 mm. Die Seile werden gleich den Drahtseilen auf Zug und Biegung in Anspruch ge-

nommen, doch ist ihre Beanspruchung nicht bedeutend, die blosse Zugspannung etwa 0,075—0,08 kg, die Gesammtspannung ca. 0,1 kg pro 1 qmm.

Bezeichnet D den Durchmesser des Seiles in mm; P die totale, p die von einem Seil zu übertragende Umfangskraft in kg; i die Anzahl der Seile, R den Halbmesser der Seilscheibe in mm, N die Anzahl der Pferdestärken, n die Umdrehungszahl pro Min., v die Seilgeschwindigkeit in m, so berechnet sich

$$D = 5{,}83\sqrt{\frac{P}{i}} = 5{,}83\sqrt{p} = 4935\sqrt{\frac{N}{n}\cdot\frac{1}{i\,.\,R}} = 50\sqrt{\frac{N}{v\,.\,i}}.$$

Nach diesen Formeln wurde folgende Tabelle berechnet:

Uebertragbare Umfangskraft in kg und Eigengewicht in kg der Hanftreibseile.

Seildurchmesser D in mm	Gewicht des laufenden m in kg	Anzahl der Seile i = 1	2	3	4	6	8	10	15	20
25	0,50	18,4	36,7	55,1	73,5	110,3	147,0	183,8	275,6	367,5
30	0,65	26,5	52,9	79,4	105,8	158,7	211,7	264,6	396,9	529,2
35	0,94	36,0	72,0	108,0	141,1	216,1	288,1	360,1	540,2	720,3
40	1,08	47,0	94,1	141,1	188,2	282,2	376,3	470,0	705,1	940,8
45	1,53	59,5	119,0	178,5	238,0	357,0	476,0	595,0	892,5	1190,0
50	1,96	73,5	147,0	220,5	294,0	441,0	588,0	735,0	1102,5	1470,0
55	2,20	89,0	178,0	267,0	356,0	534,0	712,0	890,0	1335,0	1780,0

Die Tabelle ist unter der Voraussetzung einer Materialbeanspruchung von $S = 0{,}075$ kg pro qmm berechnet. Das Gewicht pro laufenden m ist dieser Tabelle zu entnehmen, oder nach der Formel $q = 0{,}00071\,D^2$ zu bestimmen.

Zweckmässig nimmt man die Seilzahl noch um eins grösser, als sich nach der Rechnung ergiebt, damit für den Fall der Reparaturbedürftigkeit eines Seiles die anderen nicht stärker als mit der zulässigen Maximalspannung belastet werden. Bei vielen nebeneinander liegenden Seilen ist es kaum möglich, alle Seile auf genau gleiche Länge zu flechten. Hierdurch und in dem Falle, dass einzelne Seile nachlassen, ergeben sich verschiedene Seileinsenkungen; dies ist aber insofern unschädlich, als sich die höher beanspruchten Seile etwas mehr strecken werden und hierdurch ein gewisser Gleichgewichtszustand eintritt. Man legt allgemein die schlaffen Seilstücke nach oben. Die günstigste horizontale Entfernung der Seilscheibenaxen ist 10—12 m zu nehmen.

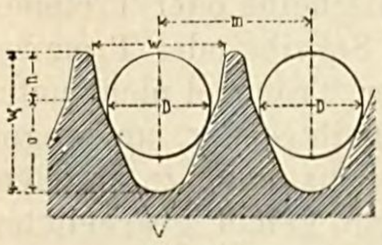


Fig. 451.

Die Construction der **Rillen** der Transmissionsrollen, die sorgfältig auf gleichen Radius ausgedreht werden müssen, zeigt Fig. 451. Bezugseinheit für dieselbe ist $w = D + 10$ mm, wobei D der Seildurchmesser in mm; $n = 0{,}3\,w$; $o = 0{,}7\,w$; $w_1 = w$; $m = 1{,}1\,w$. Die sonstigen Dimensionen der Seilscheiben können ganz so wie die der Riemenscheiben gewählt werden.

Bei **Leitrollen** empfiehlt es sich, Rillen anzuwenden, an deren Boden sich das Seil auflegen kann.

Die **Dauer der Seile** ist wesentlich von deren Verhalten während ihres Ganges abhängig, ob sie sich in unveränderlich gleicher Weise in die Rillen einlegen, wobei die Anlageflächen allmählich abgeplattet werden, oder ob sie sich während ihrer Bewegung beständig um ihre eigene Axe drehen und so immer andere Flächen auf der Scheibe zum Anliegen kommen, ein Umstand, der häufig eintritt und aus der beständig rund bleibenden Gestalt des Seilquerschnitts erkannt werden kann. Im ersten Falle ist die Dauer der Seile eine lange, nach gemachten Erfahrungen durchschnittlich eine 3—4jährige, im günstigsten Falle eine 8—10jährige. Das fortwährende Drehen um ihre Axe verdirbt die Seile, indem hierbei ihre Fasern sich beständig aneinander reiben, sich zermahlen und die Seile sich in der Folge stark dehnen und bald reissen. Der schädlichen Drehung kann man durch veränderte Drehung der Litzen des Seiles Abhülfe schaffen. Ein Tränken der Seile mit einer Schmiere aus Talg, Wachs und Graphit soll ihre Dauer bedeutend erhöhen.

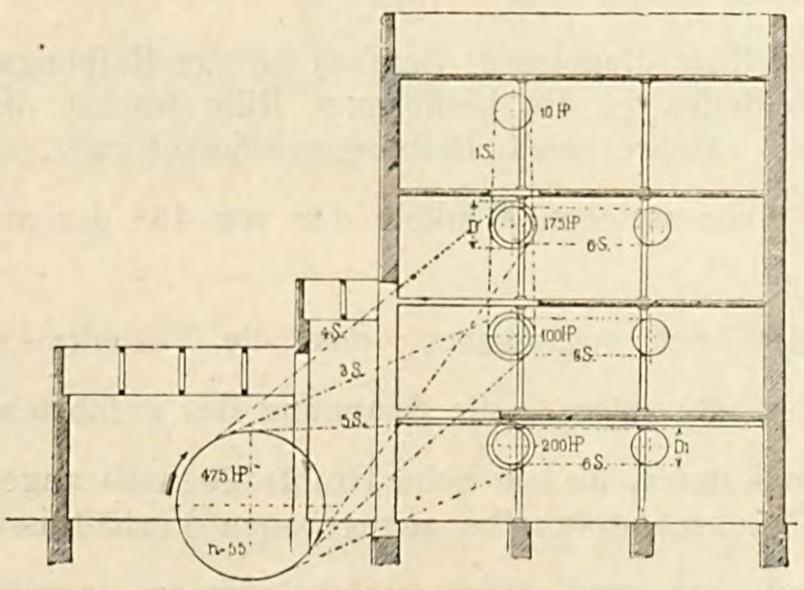


Fig. 452.

Man verwendet die Seile sowohl für waagerechten und schiefen Betrieb, als auch zur Kraftübertragung auf vertical übereinander liegende Rollen. Sie eignen sich zum Betrieb von Zwischen- und Seitentransmissionen, nicht aber zum Antrieb der Arbeitsmaschinen von der Vorgelegswelle aus, da die Ausrückung mit grossen Schwierigkeiten verknüpft ist; zu dieser letzten Kraftübertragung wird auch fernerhin der Treibriemen Verwendung finden müssen. Beistehende Fig. 452 giebt die Darstellung der Hanfseiltransmissionsanlage in

der Seilspinnerei von der bekannten Firma Felten & Guilleaume in Köln. Der Motor erzeugt 475 indic. Pferdestärken; davon werden durch 5 Seile 200 HP nach dem Parterre, durch 3 Seile 100 HP an die erste Etage abgegeben, während 175 HP durch 4 Seile der zweiten Etage zugeleitet werden. Von diesen ersten Transmissionen aus führen in den genannten Stockwerken je 6 Seile einen Theil der Kraft nach den zweiten Transmissionswellen, von der der ersten Etage leitet gleichzeitig ein Seil 10 HP vertical aufwärts nach einer Scheibe der dritten Etage. Die um die Hauptseilscheibe laufenden Seile machen ca. 15 m pro Secunde, die horizontalen Seile in den einzelnen Etagen ca. 12 m. Die Stärke beträgt bei allen übereinstimmend 45 mm.

3. Baumwollseiltransmission.

Baumwollenseile werden hauptsächlich zum Betriebe von Selfactorwagen, in neuester Zeit, zuerst durch Ramsbottom, zur Bewegung von Laufkrahnen benutzt. In letzterem Falle der Benutzung erhalten sie grosse Geschwindigkeit (v bis 25 m pro Secunde) und deshalb einen verhältnissmässig geringen Durchmesser (D bis 20 mm). Man bringt sie mit den in Bewegung zu setzenden Rollen durch Anpressen in einfache Berührung, sodass der umspannte Bogen α nicht über 0,05—0,1 des Umfanges beträgt. Die erforderliche Spannung T des treibenden Seilstückes muss deshalb gross (etwa $T = 6\,P$ bis $12\,P$) sein. Die zulässige Beanspruchung soll bei diesen raschlaufenden Seilen nicht höher als 0,3 kg pro qmm genommen werden, und ergiebt sich hiernach der Durchmesser der Seile aus der Gleichung $D = 2{,}5\sqrt{T}$ in mm.

Die Anwendung der Hanf- und Baumwollenseile wird durch die Veränderlichkeit betreffs ihrer Länge, welche bei weit ausgedehnten Seiltrieben oft besondere Spannvorrichtungen nöthig macht, erschwert; man giebt der einen der Hauptrollen ein bewegliches Lager, welches, durch ein Gewicht beständig zurückgezogen, dem Seile eine gleichmässige Spannung ertheilt. Leitrollen und Triebrollen sollen mindestens die 15—20fache Seilstärke zum Durchmesser und eine Kranzrinne wie die für Hanfseile erhalten; bei den Tragrollen liegt das Seil auf dem Boden der Rinne auf.

Herstellungskosten der Seilscheiben.

Formerlohn für Seilscheiben: Beträgt das Gewicht eines Stückes G kg, so berechnet sich der Preis pro 100 kg zu: $\mathfrak{M} = 250 + \frac{1050}{G}$. Formerlohn für Seiltrommeln: $\mathfrak{M} = 160 + \frac{9000}{G}$.

Für Seilscheiben rechne man nach v. Reiche:

das Gusseisen zu 36—42 $\mathfrak{M}$ pro 1 kg, die schmiedeeisernen Theile zu 65—80—100 $\mathfrak{M}$ pro 1 kg.

Die Preise der Seile berechnen sich nach folgenden Tabellen.

Durchmesser des Seiles in mm	Preis pro 100 kg in M.	
	Gehämmerter Holzkohlendraht	Gussstahldraht
	Runde Drahtseile.	
7—13	110	160
14—18	100	150
19—30	90	140

Durchmesser des Seiles in mm	Preis pro 100 kg in M.		
	aus badischem Schleisshanf	aus Aloë (Manilahanf)	aus Baumwolle
	Transmissions-Hanfseile.		
25—50	150	130	280
	Runde Hanfseile für Krahne und Flaschenzüge.		
16	150	140	—
20—60	140	130	—

M. Ketten und Kettenhaken.

Nach der Form des Ketteneisens unterscheidet man dieselben in Rundeisenketten und Flacheisen- oder Laschenketten.

Erstere werden aus bestem sehnigen runden Schmiedeeisen gefertigt, und die einzelnen Glieder durch Schweissen oder einfaches Biegen ohne Schweissung miteinander verbunden. Die gebräuchlichsten Ketten dieser Art sind:

Die **weite** (deutsche) **Ringkette** (Fig. 453). Die Gesammtlänge eines Gliedes ist $l = 5{,}5\,d$, zuweilen 6—6,5 d; die Breite $b = 3{,}5\,d$ (d bedeutet hier wie im Folgenden den Ketteneisendurchmesser in mm).

Die **enge** (englische) **Ringkette** (Fig. 454); $l = 4{,}6\,d$; $b = 3{,}5$ d.

Die **Stegkette** oder das **Kettentau** (Fig. 455); $l = 5\,d$; $b = 3{,}75\,d$.

Die Vaucanson'sche **Hakenkette** (Fig. 464—465); $l = 6{,}25\,d$; $b = 4\,d$; $c = 3{,}25\,d$.

Die beiden erstgenannten Arten heissen offene Ketten; diejenigen mit langen Gliedern sind leichter an Gewicht, billiger und bequemer herstellbar, die mit kurzen Gliedern dagegen beweglicher. Die

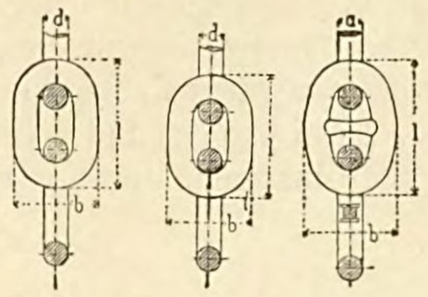


Fig. 453—455.

die schwächsten Querschnitte der einzelnen Glieder gegeneinander absteifenden Stege der Stegketten verstärken die Kette nicht allein ganz wesentlich, sie verhüten auch das Verwirren und Knotenbilden, weshalb solche Ketten als Ankerketten vielfache Verwendung finden.

Der Abstand der Mitten je zweier aufeinander folgenden Kettenglieder heisst die **Baulänge** derselben.

Die Ketten werden meist für eine Probebeanspruchung berechnet, die bei offenen Ketten zu $S = 14$ kg pro qmm, bei den Stegketten zu $S = 17$ kg für den qmm angenommen wird. Für die offene Kette erhält man nach diesen Annahmen, wenn P die bekannte Kraft oder Last, d der Rundeisendurchmesser in mm, $d = 0{,}211\sqrt{P}$; $P = 22\,d^2$ und für die Stegkette bei 17 kg Spannung: $d = 0{,}194\sqrt{P}$; $P = 26{,}7\,d^2$.

Das laufende Gewicht berechnet sich für die enge offene Kette nach $G_0 = 0{,}0226\,d^2$, für die weite offene Kette $G_0 = 0{,}0190\,d^2$; für die Stegkette $G_0 = 0{,}0235\,d^2$.

Nach diesen Formeln ergiebt sich folgende Tabelle über Schakenketten.

Offene Ketten.				Stegketten.		
d in mm	Probebelastung P in kg	G_0 in kg für enge	G_0 in kg für weite	d in mm	Probebelastung P in kg	G_0 in kg
6	792	0,81	0,66	15	6008	5,29
7	1078	1,11	0,93	16	6835	6,02
8	1408	1,45	1,21	17	7716	6,79
9	1782	1,83	1,54	18	8651	7,61
10	2200	2,26	1,90	19	9639	8,48
11	2662	2,73	2,30	20	10680	9,40
12	3168	3,25	2,74	22	12923	11,37
13	3718	3,82	3,21	24	15379	13,54
14	4312	4,43	3,72	26	18049	15,89
15	4950	5,09	4,28	28	20933	18,42
16	5632	5,79	4,86	30	24300	21,15
17	6358	6,23	5,49	32	27341	24,06
18	7128	7,32	6,16	34	30865	27,16
19	7942	8,16	6,86	36	34603	30,46
20	8800	9,04	7,60	38	38555	33,93
21	9702	9,97	8,38	40	42720	37,60
22	10648	10,94	9,20	42	47099	39,50
23	11638	11,96	10,05	44	51691	45,50
24	12672	13,02	10,94	46	56497	47,61
25	13750	14,13	11,88	48	61517	54,14
26	14872	15,28	12,84	50	66750	58,55
27	16038	16,48	13,85	52	69447	63,54
28	17248	17,72	14,90	54	77857	68,53
29	18502	19,01	15,98	56	83731	73,70
30	19800	20,34	17,10	58	89819	79,05

Nun ist es zweckmässig, mit der wirklichen Belastung nicht viel über die Hälfte der Probebelastung zu gehen, weshalb aus vorstehender Tabelle bei Bestimmung des zu einer bekannten Last gehörigen Durchmessers der für ungefähr die doppelte Last aufgeführte zu nehmen ist. (Vergl. nachstehende Tabelle.)

Tabellen über Ketten (Duisburger Maschinenbau-Actiengesellschaft).

Kurzgliedrige Ketten ohne Steg.

Ketten-eisenstärke in mm	Zulässige Belastung in kg	Ungefähres Gewicht pro 1 m in kg	Preis pro kg in M.	Ketten-eisenstärke in mm	Zulässige Belastung in kg	Ungefähres Gewicht pro 1 m in kg	Preis pro kg in M.
5	250	0,58	2,20	20	4000	8,98	0,50
6	360	0,81	1,80	22	4840	10,87	0,45
7	490	1,10	1,30	24	5760	12,94	0,45
8	640	1,44	1,00	26	6760	15,18	0,45
9	810	1,82	0,85	28	7840	17,61	0,45
10	1000	2,25	0,75	30	9000	20,22	0,45
11	1210	2,72	0,70	33	10890	24,46	0,50
12	1440	3,24	0,65	36	12960	29,11	0,50
13	1690	3,80	0,65	39	15210	34,16	0,50
14	1960	4,41	0,60	43	18490	41,53	0,60
15	2250	5,06	0,60	46	21160	47,53	0,60
16	2560	5,75	0,55	49	24010	53,82	0,60
18	3240	7,28	0,50	52	27040	60,73	0,60

Schiffs- und Ankerketten mit Steg (lichte Länge der Glieder = 4 mal die Ketteneisenstärke; äussere Breite der Glieder = 3,6 mal die Ketteneisenstärke). Die Gewichte pro 1 m Länge sind fast genau wie die in vorhergehender Tabelle angegebenen. Die Preise pro kg sind gleich dem $^5/_4$fachen von denjenigen obiger Tabelle.

Adjustirte Ketten (mit genau gleich langen Gliedern).

Ketteneisenstärke in mm	5—7	8—9	10—11	11½	12	13	14	15	16	18	20	21	22	23	24	24½	26	28	30	33
Preis pro m in M. . . .	1,80	2,00	2,30	2,45	2,60	3,00	3,20	3,50	4,00	4,50	5,00	5,25	5,50	6,00	6,50	7,00	8,00	9,00	10,00	13,00

Die **Kettentrommeln** und **Rollen** erhalten guten practischen Ausführungen zufolge einen Halbmesser $R = 10\,d$—$12\,d$, gemessen bis zur Kettenmitte. Behufs guter Lagerung der Ringkettenglieder auf der Trommel wird diese eingedreht und zwar entweder nach Fig. 456 mit einfachen Rinnen oder nach Fig. 457 in neuer Anordnung mit Doppelrinne, wobei die unter 45° gegen die Rollenaxe geneigten Glieder nicht auf Verbiegung beansprucht werden.

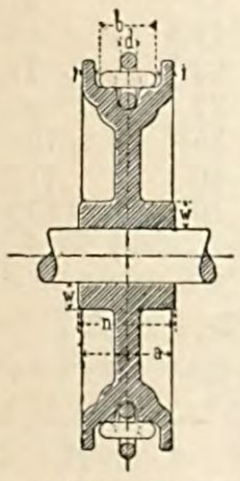


Fig. 456.

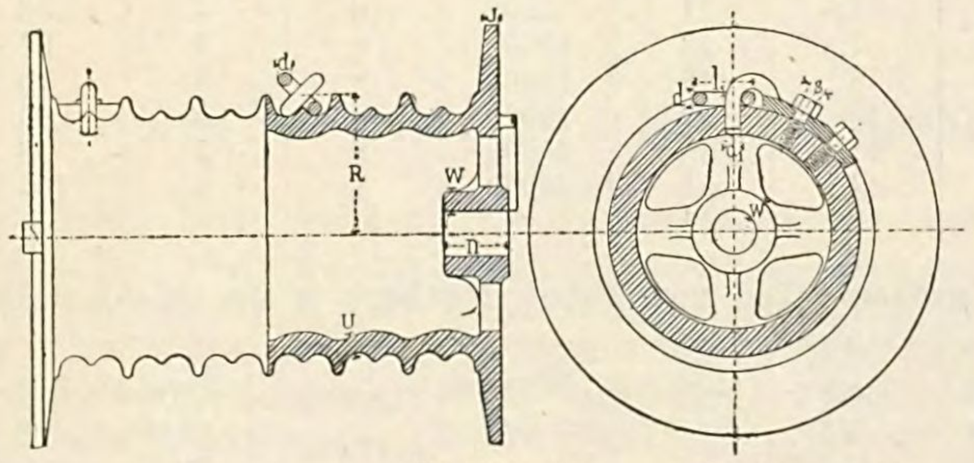


Fig. 457—458.

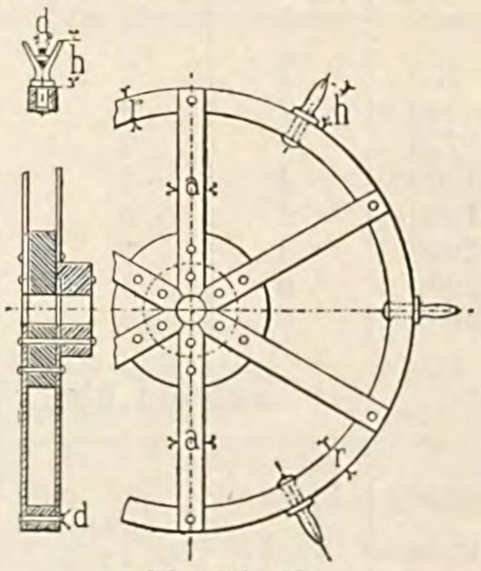


Fig. 459—461.

Die Construction einer Kettenrolle für Rundeisenhandketten (wie solche bei Flaschenzügen vorkommen) geben Fig. 459—461 ($a = r = 3\,d$; $h = 9\,d$). Die Befestigung der Kette an einer Windetrommel ist aus Fig. 457—458 zu ersehen; sie kann auch an einer Seitenscheibe der Trommel stattfinden.

Zur raschen Verbindung der Enden verschiedener Ketten dienen sogenannte **Schäkel** oder **Schakel** von beispielsweise der in Fig. 462—463 gegebenen Form. Bezugseinheit: die Eisendicke d der zu verbindenden Ketten; $L = 6{,}5\,d$; $f = 2{,}8\,d$; $m = 4\,d$; $g = 1{,}6\,d$; $d_2 = 1{,}3\,d$; $d_1 = e = 1{,}2\,d$; $i = 0{,}8\,d$. Das nächstfolgende Glied wird, wenn auch die Kette eine Stegkette sein sollte, als offenes, und zum bequemen Herausnehmen des Schakels, besonders langes Glied hergestellt. Laufen Ketten über Rollen oder Trommeln, so bringt jedes ungewöhnliche Kettenglied Störungen mit sich; es müssen daher nicht allein die einzelnen Glieder der Kette nochmals überarbeitet und auf genau gleiche Länge gebracht (kalibrirt)

werden, es müssen auch etwa anzuwendende Schakel ihnen angepasst werden. Man verfertigt solche aus Gussstahl und sind diese an dem einen Ende scharnierartig miteinander verbunden, am anderen durch Einsetzen eines Gussstahlstiftes schliessbar.

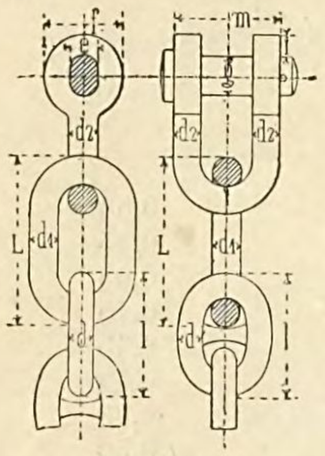


Fig. 462—463.

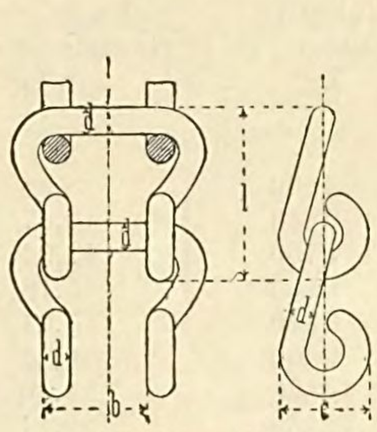


Fig. 464—465.

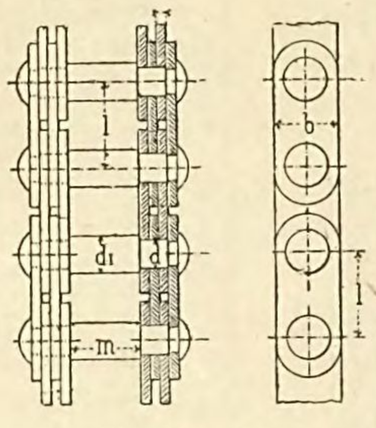


Fig. 466—467.

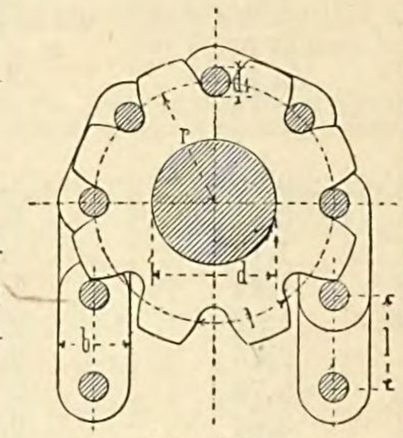


Fig. 468.

Die **Vaucanson'sche Hakenkette** besitzt nur gebogene, nicht geschweisste Glieder, eignet sich als Last- und Treibkette daher nur für kleine Kräfte; sie kann nach den Formeln berechnet werden: $d = 0{,}5\sqrt{P}$; $P = 4\,d^2$.

Die **Flacheisen- oder Laschenketten, Gelenkketten (Galle'sche Ketten)** (Fig. 466 — 467) dienen sowohl als Lastketten, als auch zur Uebertragung der rotirenden Bewegung. Die einzelnen Glieder der Laschenkette werden aus Flacheisenstücken und Bolzen hergestellt, indem erstere mit ihren an den Enden eingebohrten Augen abwechselnd auf letztere aufgesteckt werden. Ist die Kette kurzgliederig, so stellt man sie überall von gleicher Breite durch einfaches Abhauen von Flacheisen dar; ist sie langgliederig, so erweist sich das Verringern der Gliedbreite zwischen den Augen um die Bohrlochweite als zweckmässig. Die Löcher werden stets aus dem Vollen gebohrt oder gestanzt, bei laufenden Ketten zweckmässig mit Stahl ausgebüchst. Die Plattendicke in mm nehme man $\delta = \frac{0{,}35}{i+1}\sqrt{P}$; die Bolzendicke in mm: $d = 0{,}57\,(i+2)\,\delta$; die Plattenanzahl $i = \frac{1}{3}\sqrt[3]{P}$; dieselbe muss eine ganze und gerade Zahl sein.

Die Bolzen der Kette greifen mit ihren freien Theilen in die Zahnlücken von Rädern, welche auf den zu verbindenden Achsen befestigt sind (Fig. 468). Die Zahl der Zähne dieser Räder beträgt mindestens 8, bei hoher Belastung bis 10; über ihre Construction und Berechnung siehe „Zahnräder". Vielfache Verwendung finden diese Ketten bei Krahnen.

Tabelle über die Laschenketten (nach Neustadt).

Belastung P in kg	Plattenzahl i	Plattendicke δ in mm	Plattenbreite b in mm	Zapfendicke d in mm	Baulänge l in mm	Belastung P in kg	Plattenzahl i	Plattendicke δ in mm	Plattenbreite b in mm	Zapfendicke d in mm	Baulänge l in mm
250	2	2	13	5	18	5000	6	4	42	17	51
500	2	3	16,5	6,5	21	7500	6	4	56	19,5	66
750	4	2	19	7,5	23	10000	8	4	61	23	71
1000	4	2	23	8	28	15000	8	5	73	29	86
1500	4	3	25	10	32	20000	8	6	85	35	100
2000	4	3	31	11	38	25000	8	7	96	40	112
3000	6	3	34	14	41	30000	8	8	108	40	130
4000	6	4	36	16	44						

Tabelle über die Laschenketten von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden.

Belastung P in kg	Plattenzahl i	Plattendicke δ in mm	Plattenbreite b in mm	Zapfendicke d in mm	Länge m des mittleren Bolzens in mm	Stärke d_1 des mittleren Bolzens in mm	Baulänge l in mm	Gewicht pro m ca. kg	Preis pro m in M.	
100	2	1,5	12	4	12	5	15	0,70	8,50	
250	2	2	15	6	15	7,5	20	1,00	9,40	
500	2	3	18	8	18	10	25	2,00	10,90	ohne Unterlegscheiben vernietet.
750	4	2	20	9	20	11	30	2,70	11,70	
1000	4	2	26	10	22	12	35	3,77	12,20	
1500	4	2,5	30	12	25	14	40	5,00	12,90	
2000	4	3	35	14	30	17	45	7,10	14,70	
3000	6	3	38	17,5	35	22	50	11,11	16,80	
4000	6	4	40	21	40	24	55	16,50	20,00	
5000	6	4	46	23	45	26	60	19,00	23,00	mit Unterlegscheiben.
7500	8	4,5	52	28	50	32	70	31,50	30,50	
10000	8	4,5	60	32	60	36	80	34,00	35,50	
15000	8	5,3	70	37	70	40	90	45,40	46,00	

Ketten- und **Seilhaken** finden Anwendung zum Anhängen der zu hebenden Lasten an Flaschenzüge, Seile und Ketten. Da sie stets auf zusammengesetzte (Zug- und Biegungs-) Festigkeit beansprucht sind, müssen sie besonders stark ausgeführt werden. Den Durchmesser des Theiles, mit dem der Haken in der Traverse (vgl. Fig. 469) oder einem Wirbel befestigt wird, nehme man nach Reuleaux: $d_1 = 0{,}67\sqrt{P}$; wenn P die grösste zulässige Kraft in kg. Wenn w (Fig. 469) die Weite des Hakens, h die grösste Breite des Hakens, so findet sich in den meisten Fällen das Verhältniss $\frac{w}{h} = 1$ und ergiebt sich hierfür $h = 1{,}95\, d_1$. Die dem Hakenrücken gegenüberliegende Stelle erhält eine Eisendicke $a = \frac{h}{2}$; der den gesammten Hakenkörper einschliessende Kreis erhält sonach den Durchmesser $D = w + 1{,}5\, h$. Die übrigen Dimensionen beziehen sich auf die Einheit d_1 und ist $u = 2\, d_1$; $f = 0{,}8\, d_1$; $g = 0{,}6\, d_1$; $o = 0{,}75\, w - 0{,}8\, w$.

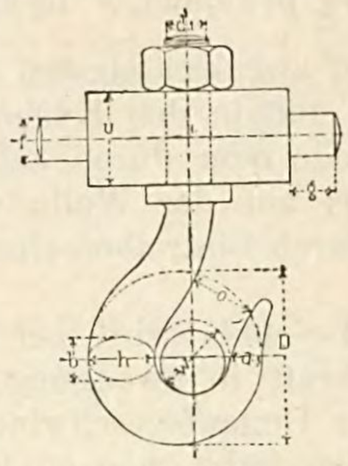


Fig. 469.

Die grösste Breite des Keilrückens beträgt, gleichviel, ob der Haken von ovalem Querschnitt oder mit keilförmig- oder parallelen Seiten abgeflacht ist, $b = {}^2/_3\, h$.

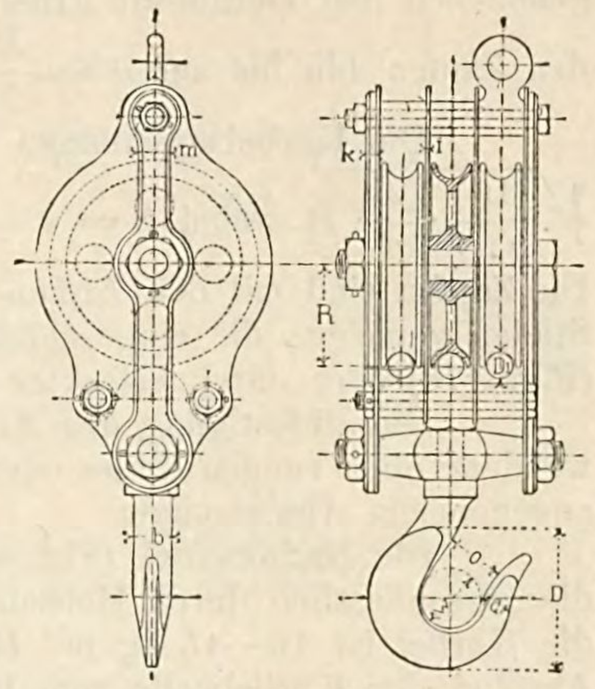


Fig. 470—471.

Fig. 470—471 zeigen einen sich nach hinten keilförmig verjüngenden Haken in Verbindung mit der Flasche eines Flaschenzuges. Die Seilrollen des letzteren, deren Radien sich nach dem Seildurchmesser bestimmen ($R = 3$—$4\, D_1$), sind durch Blechscheiben voneinander geschieden, an denen die Naben der Rollen anliegen.

Bei Doppelhaken setze man den Werth $0{,}7\, d_1$ zur Einheit, gebe dem senkrecht abwärts gehenden Theil des Hakens ebenfalls diese Stärke und construire das Uebrige wie beim einfachen Haken.

Herstellungskosten der Kettentrommeln und -Scheiben.

Formerlohn für Kettenscheiben: $\mathfrak{M} = 245 + \frac{5000}{G}$ pro 100 kg,

Formerlohn für Kettentrommeln: $\mathfrak{M} = 180 + \frac{10000}{G}$ pro 100 kg, wenn G das Gewicht eines Stückes in kg bezeichnet.

Kettentrommeln für Windwerke ausbohren und Gewinde hineinstechen: $\mathfrak{M} = (0{,}023\, D - 0{,}32\, d)\, L$, wenn d die Ketteneisenstärke in mm, D den Trommeldurchmesser und L die Trommellänge in mm bezeichnet.

N. Kurbeln, Krummzapfen

werden diejenigen einfachen Hebel genannt, welche zur Umsetzung der drehenden Bewegung einer Welle in eine beliebige Bewegung eines anderen Maschinenelementes dienen. Man unterscheidet an denselben den **Kurbelzapfen**, an welchem die Kurbel- oder Pleuelstange angreift, und den **Kurbelarm**; ersterer ist in diesen als besonderer Theil eingefügt oder mit ihm aus einem Stück hergestellt. Der Kurbelarm wird meist als besonderer Theil hergestellt und mit der Welle verbunden, oder aber, besonders bei schwächeren Wellen, von diesen abgebogen. Die Herstellung der Kurbeln aus dem Ganzen mit den Wellen ist bezüglich der Festigkeit am vortheilhaftesten, bezüglich der Ausführung aber sehr schwierig und theuer.

Stirnkurbeln (Fig. 472) finden sich an den Enden der Wellen angebracht, aufgekeilt oder mit ihnen aus dem Ganzen hergestellt. Die Kraft greift am Zapfen, also ausserhalb der Mittelebene des Kurbelarmes an und bewirkt deshalb eine Biegung und zugleich Verdrehung desselben. Dieser zweifachen Beanspruchung muss der Arm sicher widerstehen können, weshalb die Berechnung beide Momente in Rücksicht zu ziehen hat. Man ersetzt die zusammengesetzte Beanspruchung durch eine (ideelle) blosse Biegungsbeanspruchung, deren Moment das Product aus der Kraft P und einem zu bestimmenden Hebelarme R' ist. Wenn die Ebene, in welcher P wirkt, um die Strecke c von der Mittelebene des Armansatzes absteht, so ergiebt sich der Hebelarm für das ideelle biegende Moment annähernd genau zu $R' = {}^3/_8\, R + {}^5/_8\, \sqrt{R^2 + c^2}$ oder wenn $R > c$: $R' = 0{,}975\, R + 0{,}25\, c$ und wenn $R < c$: $R' = 0{,}625\, R + 0{,}6\, c$. Fig. 472 zeigt die Auffindung von R' auf graphischem Wege.

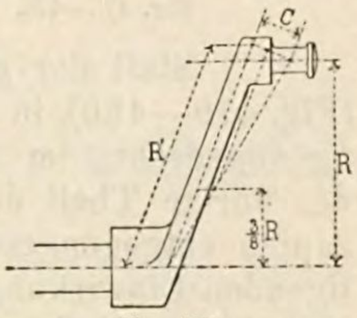


Fig. 472.

Nach Ermittelung des Momentes PR' berechnet sich, wenn die Armhöhe in der Achsenebene H, die Armbreite daselbst B, die grösste zulässige Spannung S ist, $B = \frac{6 \,.\, PR}{S \,.\, h^2}$, wobei $S = 6$ kg für Schmiedeeisen, $S = 3$ kg für Gusseisen einzusetzen ist. Die Armhöhe wird hierbei am bequemsten nach dem Gefühl angenommen und hierauf die Armdicke bestimmt. Bei constanter Armbreite B resp. b wird die Armhöhe gegen den Zapfen hin bis auf $h = \frac{H}{2}$ verjüngt; bei constantem Werthe $\frac{b}{H}$ auf $h = {}^2/_3\, H$. (Fig. 475—476.)

Die Kurbelzapfenlänge l ist gleich d bis $1{,}5\, d$. Der Durchmesser d berechnet sich nach $d = \sqrt{\frac{16}{\pi \,.\, S} \cdot \frac{l}{d} \cdot P}$, wobei $S = 4$—5 kg pro qmm, P in kg der gesammte auf die Kurbel übertragene Druck ist. Die Zapfen sind mit den Armen am zweckmässigsten aus einem Stück gefertigt, öfters aber mit konischen Stielen versehen, die eingeschliffen und in den Kurbelarmen mittelst Schrauben (Fig. 476), eingestrichener (Fig. 478) oder durchgesteekter Keile oder durch kalte Vernietung (Fig. 480) befestigt werden.

Die Befestigung des Armes auf der Welle erfolgt entweder durch warmes Aufsetzen unter Anwendung eines runden Keiles oder durch Eintreiben eines oder mehrerer eckigen Keile von den unter „Keilen“ angegebenen Abmessungen.

Die **Handkurbel** (Fig. 473—474) wird bei Winden, Krahnen und anderen Apparaten benutzt, die ausschliesslich durch Menschenkraft in Bewegung gesetzt werden. Der Druck eines Arbeiters gegen die Kurbel ist 10—15 kg bei einer Umlaufsgeschwindigkeit der Kurbel von 1—0,6 m pro Secunde. Den Abstand der Kurbelwelle vom Boden wählt man zu 0,9—1—1,1 m.

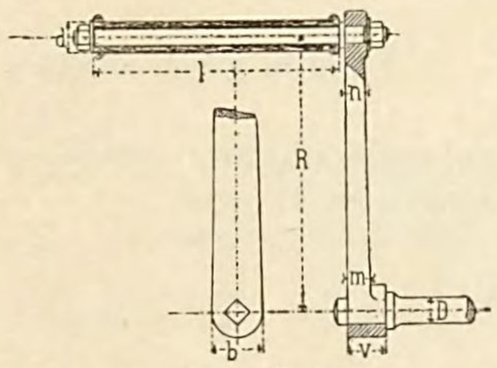


Fig. 473—474.

Der Radius R der Kurbel beträgt 300—400—450 mm, die Länge l des Griffes 250—330—450 mm. Der Durchmesser des mit Holz umgebenen oder nur eisernen Griffes $d = 30$—35—40—45 mm. (Die grösseren der angegebenen Dimensionen gelten für Kurbeln für 2 Arbeiter). Kurbeln an beiden Enden einer Welle sind um 120^0 gegeneinander zu verstellen.

Schmiedeeiserne Kurbel (Fig. 475—476). Wenn H und h, B und b derselben bestimmt, auch d der Zapfendurchmesser und D resp. D_1 die Dicke an derjenigen Stelle der Welle, an welcher die Kurbel aufgesetzt werden soll, bekannt sind, so nehme man $n = 1{,}5\, d$; $s_1 = 0{,}5\, d$; $s = 0{,}4\, D$—$0{,}5\, D$ (bez. $0{,}4\, D_1$—$0{,}5\, D_1$); $N = D$—$1{,}25\, D$.

Gusseiserne Kurbel (Fig. 477—478). Die Kurbel wird seltener von einfach rechteckigem Querschnitt und geradlinig begrenzt hergestellt, häufiger mit rippenförmigem oder E-förmigem Querschnitt, wie Fig. 477 zeigt. Verhältnisswerthe: $n = 2\, d$; $s_1 = 0{,}7\, d$; $N = D$—$1{,}25\, D$; $s = 0{,}4\, D$—$0{,}5\, D$ (bezügl. $0{,}4\, D_1$—$0{,}5\, D_1$); $o = 0{,}7\, b$; $x = 0{,}18\, h$; die Keildimensionen zur Befestigung des Zapfens in dem Arme: $K = 0{,}75\, d$; $k = 0{,}2\, d$.

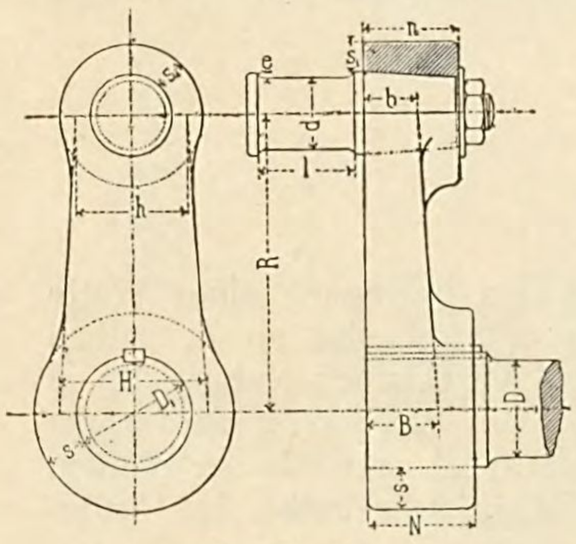


Fig. 475—476.

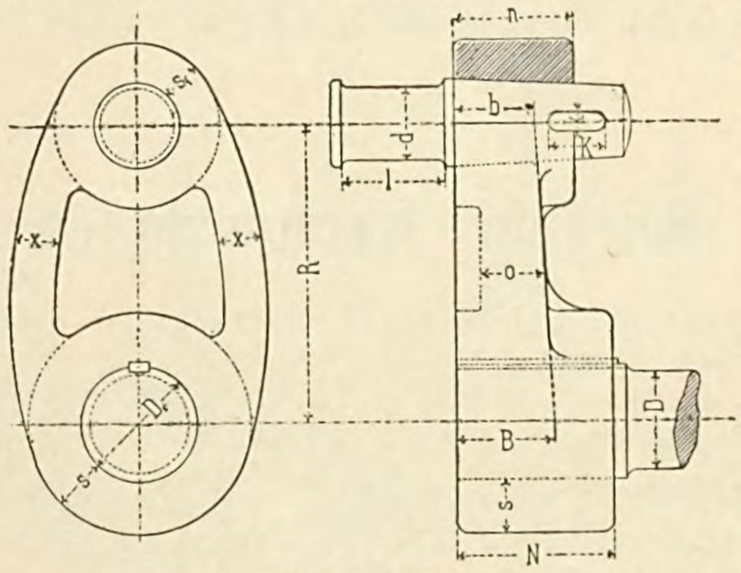


Fig. 477—478.

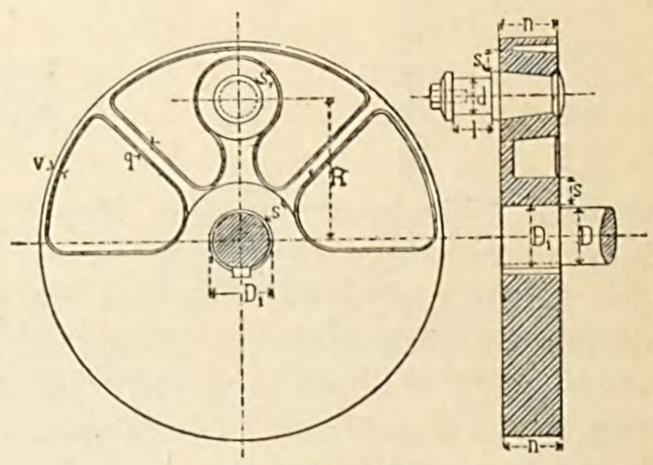


Fig. 479—480.

Statt der gewöhnlichen gusseisernen Kurbeln finden sich auch häufig gusseiserne Kurbelscheiben (Fig. 479—480), in welche die Zapfen in der gewöhnlichen Art eingesetzt sind. Ihre Vorderseiten sind häufig abgedreht, im übrigen sind sie theilweise — die Hälfte oder ein kleinerer Sector — vollgegossen, der übrige Theil durch Rippen versteift. Die vollgegossenen Theile liegen immer in der dem Kurbelzapfen entgegengesetzten Hälfte und dienen dazu, die den gleichförmigen Gang einer Maschine beeinträchtigenden Einwirkungen der am Zapfen angreifenden schwingenden Massen auszugleichen. Die Constructionsverhältnisse sind wie bei den gusseisernen Kurbeln.

Schmiedeeiserne Kurbel mit Gegenkurbel (Fig. 481—482). Die Gegenkurbel wird zuweilen als Ersatz für ein Excenter angewendet, weil sie weit geringere Reibung giebt und demnach vortheilhafter wirkt als jenes. Man berechnet den Zapfen der Gegenkurbel und diese selbst für den auf sie wirken-

den Druck nach den gegebenen Regeln. Auch der Hauptarm kann nach diesen Regeln berechnet werden, wenn, wie es gewöhnlich der Fall, das Moment des Gegenzapfendruckes unbedeutend ist. Der Hauptzapfen wird aber gleichzeitig auf Drehung und Biegung beansprucht und muss dafür berechnet werden. Man stellt wieder durch Vereinigung des biegenden mit dem verdrehenden ein ideell biegendes Moment her und berechnet hierfür die Zapfendimensionen. Hierbei ist zu beachten, dass, wenn die Gegenkurbel von der Hauptkurbel aus getrieben wird, das Moment der Gegenkurbel in der Mitte des Hauptzapfens sein Maximum hat.

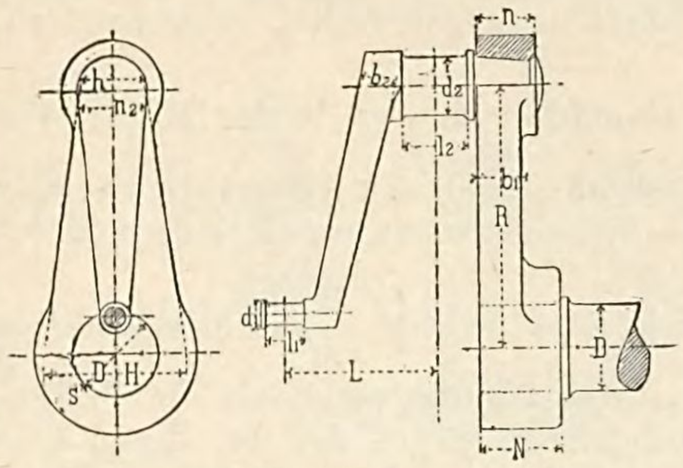


Fig. 481—482.

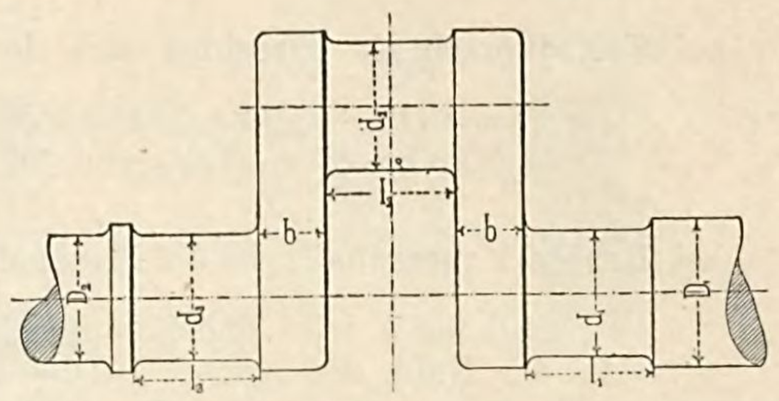


Fig. 483.

Gekröpfte Welle (Fig. 483). Bezeichnet d_2 in cm den Durchmesser des Kurbelzapfens, e in cm die Entfernung der mittleren Kurbelebene von Mitte Lager, $d_1 = d_3$ in cm den Durchmesser der Welle im Lager, R in cm den Kurbelradius, so nehme man nach Grashof:

$$d_2 = 0{,}230 \sqrt[3]{P \cdot e} \text{ und } \frac{d_1}{d_2} = \sqrt[3]{\frac{3\,e + 5\sqrt{e^2 + 4\,R^2}}{8\,e}},$$

wobei $S = 210$ kg pro qcm in allen Theilen.

Die letztere obiger Gleichungen ergiebt

für $\frac{R}{e} =$	0,4	0,6	0,8	1,0
die Werthe $\frac{d_1}{d_2} =$	1,055	1,105	1,158	1,210

Herstellungskosten der Kurbeln.

R in mm = Kurbelradius; d in mm = Kurbelzapfendurchmesser; D in mm = Wellendurchmesser.

Das Modell einer gusseisernen Kurbel von L mm Kurbellänge kostet nach v. Reiche:

an Lohn: $\mathfrak{M} = 100 + 1{,}5\,L$, an Holz ca. 33—50 % des Lohnes.

Drehen des Zapfens an einfachen Kurbeln: $\mathfrak{M} = 3{,}5\,R + 1{,}85\,d$.

Ausbohren der Kurbelnabe: $\mathfrak{M} = -12 + 1{,}7\,D$.

Ausbohren des Zapfenloches im Kurbelarm (für eingesetzte Zapfen): $\mathfrak{M} = -10 + 1{,}5\,d$.

Drehen von Kurbelscheiben: $\mathfrak{M} = 175 + 0{,}6\,M$, wenn M der Durchmesser der Kurbelscheibe ist.

Drehen von Kurbelzapfen und Zapfen der Gegenkurbeln, wenn diese letzteren mit der Hauptkurbel aus einem Stück gefertigt sind:

für den Kurbelzapfen: $\mathfrak{M} = -100 + 5\,d$
für den Gegenkurbelzapfen: $\mathfrak{M} = -25 + 7{,}5\,d$ } $\mathfrak{M} = -125 + 12{,}5\,d$.

Drehen der gekröpften Wellen: Dreherlohn pro 100 mm Wellenlänge: $\mathfrak{M} = -30 + 0{,}7\,D$, wenn D der Wellendurchmesser in mm; Dreherlohn pro Lagerlauf: $\mathfrak{M} = -110 + 1{,}8\,d$. Drehen des excentrisch gestellten Wellzapfens der gekröpften Wellen, wenn diese aus dem Ganzen bestehen: $\mathfrak{M} = 3{,}5\,c + 3{,}7\,d$, wenn c in mm der Abstand des Kurbelzapfens von der Mittelaxe der Welle ist.

O. Pleuelstangen (Flügelstangen, Kurbelstangen) und deren Köpfe.

Zur Verbindung zweier verschieden bewegten Maschinenelemente benutzt man möglichst starre **Verbindungsstangen,** die entweder auf Zug oder auf Druck allein, oder auf beides zugleich beansprucht werden. Die Verbindung geschieht regelmässig durch Zapfen, die gewöhnlich an den zu verbindenden Maschinentheilen angebracht sind, und Lager, die sog. **Pleuelstangenköpfe,** an den Stangenenden.

Pleuelstangen. Das zu den Pleuelstangen verwendete Material ist Schmiedeeisen, Stahl, hier und

da Holz, in den seltensten Fällen Gusseisen. Die gebräuchlichsten Formen sind der runde Querschnitt und der vierkantige; letzterer mit je zwei parallelen Flächen oder zwei ebenen und parallelen und zwei cylindrisch abgedrehten schmalen Begrenzungsflächen, in neuerer Zeit der I-förmige Querschnitt.

Allein auf Zug beanspruchte Stangen werden unter Zugrundelegen gehöriger Sicherheit nach den Formeln für Zugfestigkeit berechnet, die auf Zerknickungsfestigkeit beanspruchten nach folgenden Formeln:

bei **Kreisquerschnitt** berechnet sich der Schaftdurchmesser in der Mitte: $d' = 1{,}187 \sqrt[4]{\frac{P L^2}{M'}}$, wobei $M' = 370—750$ kg (Sicherheitsgrad 53—26,6) bei schnellgehenden Maschinen; $M' = 750—2500$ kg (Sicherheitsgrad 26,6—8) bei langsamgehenden Maschinen;

bei **Rechteckquerschnitt** ist die Maximaldicke $b = 0{,}88 \sqrt[4]{\frac{P L^2}{M'}}$, hierbei $M' = 750—2500$ kg; die Maximalhöhe h wird dabei doppelt so gross voraussgesetzt als die Breite, also $h = 2\,b$.

In der Nähe der Kurbel ist die Pleuelstange wegen der bei ihrem Schwingen erzeugten Massenwirkung mehr beansprucht als am anderen einfach hin- und hergehenden Ende, und zwar zugleich auf Biegung. Man giebt daher bei kreisförmigem Querschnitt der Stange am Kurbelende $m = 0{,}8\,d'$, an dem Kreuzkopfende $n = 0{,}7\,d'$. Die Begrenzungscurve des Schaftes ist leicht gebogen. Bei rechteckigem Querschnitt lässt man die Dicke unverändert, die Breite aber ungefähr nach den obigen Verhältnissen abnehmen. Manche Constructionen zeigen eine Abnahme auf $0{,}8\,h$ am Kreuzkopfende, eine Zunahme bis $1{,}2\,h$ am Kurbelende; die Pleuelstange wird alsdann einfach geradlinig begrenzt. Die hier in die Rechnung einzuführende Länge L der Pleuelstange ist bei Dampfmaschinen gleich der 4,5—5—6fachen Kurbellänge.

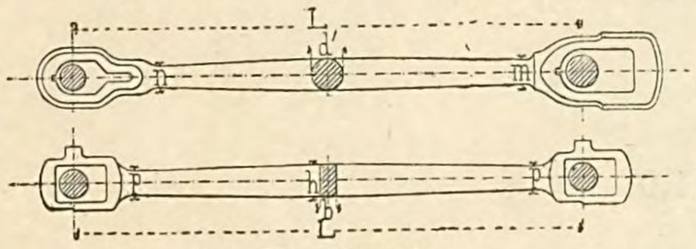


Fig. 484—485.

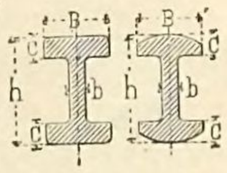


Fig. 486—487.

Die Biegungsbeanspruchung (das sog. Peitschen) macht sich hauptsächlich bei schnellem Gange der Maschine bemerklich und hängt ausser von jenem von dem Gewicht der Stange ab. Um dieses bei hinreichender Festigkeit möglichst gering zu halten, wählt man gegenwärtig häufig den I-förmigen Querschnitt mit geradlinig-begrenztem oder abgerundetem Profil (Fig. 486—487).

Das kleinste Trägheitsmoment dieses Querschnittes ist $J = {}^1/_{12}\,(2\,c\,B^3 + (h - 2\,c)\,b^3)$. Sind für den rechteckigen Querschnitt die Höhe h und die Breite b_0 ermittelt, so berechnet sich, nachdem $\frac{c}{h}$ und $\frac{B}{b}$ gewählt sind, nach Reuleaux das Verhältniss $\frac{b_0}{b} = \sqrt[3]{1 + 2\,\frac{c}{h}\left(\left[\frac{B}{b}\right]^3 - 1\right)}$.

Pleuelstangenköpfe. Das am Kurbelzapfen angreifende Pleuelstangenende ist bei Dampfmaschinen mit einem nachstellbaren Kopf versehen; das andere Ende trägt ein einfaches Auge oder einen ebenfalls verstellbaren Kopf oder umgekehrt, einen im Kreuzkopf gelagerten Zapfen. Infolge der Abnutzung der Zapfen und Lagerschalen muss im Betriebe von Zeit zu Zeit ein Nachziehen der letzteren stattfinden. Wenn man dies nun immer nur an einer Schalenhälfte bewerkstelligt, so wird der geometrische Mittelpunkt dieser Schale verrückt, die Gesammtlänge der Stange durch diesen einseitigen Anzug verändert. Da die Arbeitslänge der Stange, wenigstens bei sorgfältig ausgeführten Maschinen, nicht geändert werden darf, so ist es erforderlich, die beiden Köpfe der Stange mit Anzug nach derselben Richtung zu versehen oder aber einem und demselben Kopfe einen beiderseitigen Anzug zu geben. Der Kopf am Kurbelende muss aus denselben Gründen wie die Kurbelstange an dieser Stelle solider sein als am Kreuzkopfende. Die Köpfe unterscheiden sich nach ihrer Ausführung in offene, die zweitheilig, also mit getrennten Lagerdeckeln construirt sind, und in geschlossene, eintheilige; letztere sind im allgemeinen die solideren, die ersten aber die ebenso oft, für gekröpfte Wellen beispielsweise, die allein verwendeten.

Die Schalen, mit welchen sämmtliche Pleuelköpfe zu versehen sind, werden genau so wie diejenigen der Lager gebildet und sind für ihre Dimensionen wie für diejenigen der Pleuelköpfe überhaupt die Durchmesser der eingeschlossenen Zapfen massgebend. Man lässt die Schalen selten klaffen, sondern ermöglicht das Nachziehen derselben nach erfolgter Abnutzung durch Abfeilen der Stossflächen. Die zum Nachziehen verwendeten Keile erhalten gewölbte Köpfe, sofern sie durch Hammerschläge eingetrieben werden; sind sie mit Druckschrauben festzustellen, so giebt man ihnen etwas eingefräste Schlitze, in welche jene, damit kein Grat entsteht, eingreifen. Der frei eingelegte Keil erhält hier geringeren Anzug (${}^1/_{15}—{}^1/_{12}$) als bei Verbindungen im Ruhezustande, da sonst durch die fortwährenden Erschütterungen eine leichte Lösung eintreten könnte. Der durch Schrauben gehaltene Keil bekommt einen Anzug bis zu ${}^1/_6$. Die Schrauben werden häufig nochmals gesichert.

Schmiedeeiserner (offener) **Pleuelkopf** (Fig. 488—489). Der Bügel oder die Kappe wird mit dem Keil auf dem Pleuelstangenende befestigt und angezogen, wodurch die Verschiebung der vorderen Schale resultirt.

Schmiedeeiserner (offener) **Pleuelkopf** nach Sharp (Fig. 490—492). An diesem ist die Kappe mit dem Pleuelstangenende durch schwalbenschwanzförmige Querkeile und Schraube unverschieblich verbunden; hierdurch wird erreicht, dass ein eingesteckter Keil, der durch eine Schraube stellbar ist, die hintere Schale beweglich macht, während die vordere unveränderlich fest liegt.

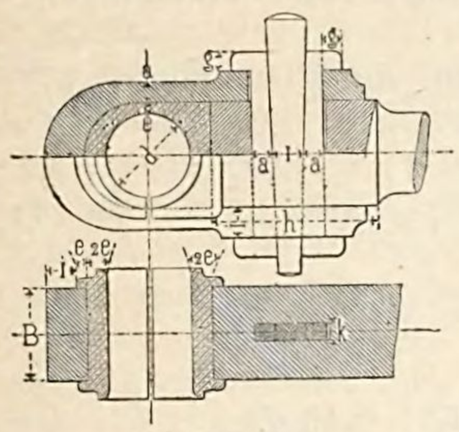


Fig. 488—489.

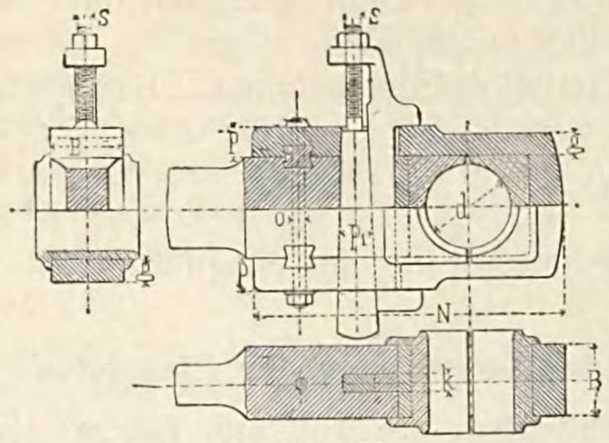


Fig. 490—492.

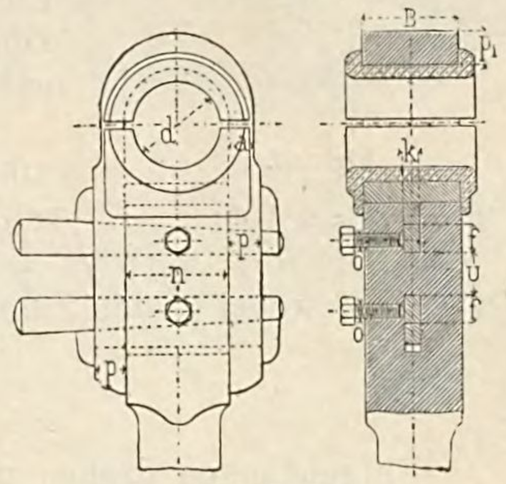


Fig. 493—494.

Ist an dem einen Ende der Kurbelstange nur ein gewöhnliches Auge mit eintheiliger Schale anwendbar und soll dennoch die Ausgleichung der Schalenabnutzung ohne Veränderung der Stangenlänge stattfinden können, so bedient man sich des offenen **Pleuelkopfes** von Bury (Fig. 493—494); er vereinigt die Eigenschaften der beiden vorgenannten Constructionen, denn man kann, je nachdem man den oberen oder den unteren Keil anzieht, nach Belieben, das Zapfenmittel weiter ablegen oder dem anderen nähern.

Der folgende **Pleuelkopf** ist ebenfalls offen, aber durch Anziehen von Schrauben nachstellbar. Derselbe, durch Fig. 495—496 dargestellt, besteht aus einem zweitheiligen bronzenen Zwischentheil, welcher durch ein vorgelegtes eisernes Querstück und Schrauben zusammengehalten wird. Die Lagerhälften schliessen fest aufeinander und müssen an der Fuge abgefeilt werden, wenn man sie zusammenrücken will. Indessen legt man auch in die Fugen von Anfang an Kupferplatten, die dann von Zeit zu Zeit gegen dünnere ausgewechselt werden.

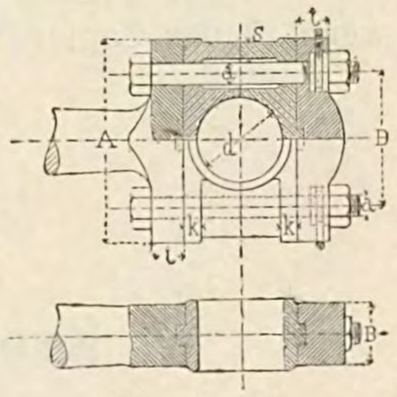


Fig. 495—496.

Einen künstlich geschlossenen **Pleuelkopf** zeigt die Fig. 497. Das Füllstück wird durch darübergreifende Falze gehalten und durch eine quer durchgehende Schraube festgeklemmt. Ein Keil bewirkt die Verstellung der vorderen Schale.

Ebenfalls mit Falzen und Schrauben wird der **Pleuelkopf** von Weise & Monski in Halle a. S. geschlossen, nur liegt hier die Trennungsfuge in der Schubstangenrichtung. Die hintere Schale wird durch einen mit Schraube verstellbaren Keil bewegt.

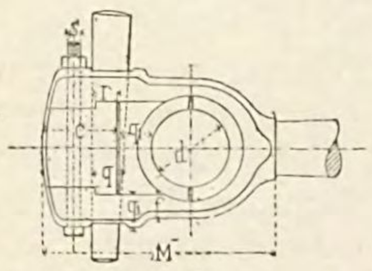


Fig. 497.

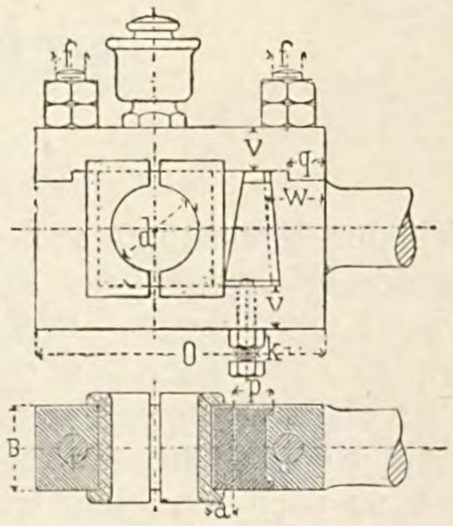


Fig. 498—499.

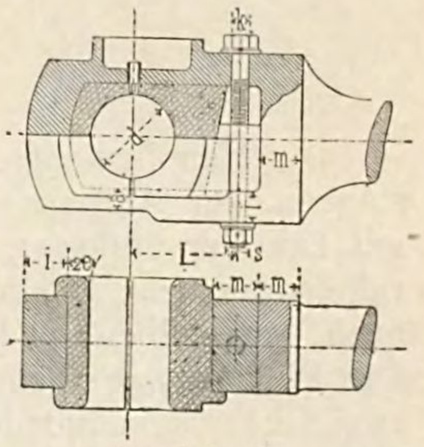


Fig. 500—501.

Die folgenden Fig. 500—501 zeigen einen geschlossenen **Kurbelstangenkopf**, d. h. einen solchen, der einen ungetheilten Rahmen besitzt. Der Anzugskeil liegt hier an der hinteren Seite des Zapfens, verschiebt also auch die hintere Schale; er wird bewegt durch Drehen einer mit Kopf und Mutter versehenen durchgehenden Schraube. Er kann jedoch auch mit geringen constructiven Aenderungen nach der Vorderseite versetzt werden. Die Anordnung mit drehbarem Schraubenbolzen und Keil ist durch den einfacheren Querkeil ersetzbar. Die Druckplatte fehlt hier; der Stellkeil greift in die verstärkte Schale ein und hindert sie nach hinten zu treten. Der bei Locomotiven gebräuchliche Schmierbehälter, der bei langsamer gehenden und vertical arbeitenden Stangen wegbleibt, ist hier mit angegeben. Wie hinter dem Zapfen kann auch hier der Keil vor demselben angeordnet werden; sein Anziehen verursacht alsdann eine Verschiebung der vorderen Schale und damit eine Verkürzung der Stange.

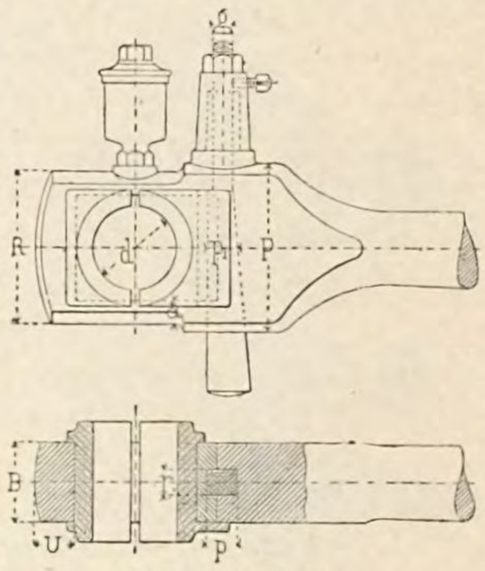


Fig. 502—503.

Eine ähnliche Anordnung zeigt der geschlossene **Pleuelkopf** Fig. 502—503. Der Keil wird durch Drehen der Schraubenmutter bewegt und diese nach dem Einstellen durch Anziehen einer kleinen Druckschraube fixirt.

Wie von oben oder unten, so kann auch der Keil von der Seite parallel zur Zapfenaxe eingeschoben und bewegt werden.

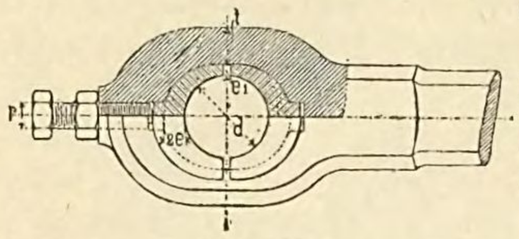


Fig. 504.

Ein **einfacher Kopf** mit Verstellung der vorderen Schale durch eine am Ende angebrachte Schraube (Fig. 504) empfiehlt sich für schwächere Zapfen. Durch Weglassung der Schraube und Anwendung einer eintheiligen Schale entsteht das geschlossene Auge.

Pleuelkopfdimensionen. Bezugseinheit für die Pleuelköpfe; $0{,}22\ (d + 10\text{ mm})$, $o = 0{,}55$; $e = 0{,}6$; $s = 0{,}7$; $k = 0{,}8$; $g = 0{,}9$; $a = 1$; $f = r = 1{,}2$; $p = p_1 = 1{,}4$; $i = 1{,}5$; $q = q_1 = 1{,}6$; $u = 1{,}8$; $v = 1{,}9$; $m = t = 2$; $w = 2{,}6$; $c = 3{,}7$; $n = 4{,}5$; $L = 5$; $D = 6{,}3$; $R = 7$; $P = 7{,}8$; $h = 8$; $A = 9{,}5$; $M = 11{,}6$; $O = 12{,}7$; $N = 14$; $B = 0{,}7\ (d + 10)$; wobei d der Zapfendurchmesser in mm einzuführen ist.

Herstellungskosten der Pleuelstangen.

Flügelstangen drehen und schlichten, pro 100 mm Länge: $\mathfrak{M} = 20 + 0{,}45\ d$.
Einfaches geschlossenes Auge (nach Art der Fig. 504) drehen extra: $\mathfrak{M} = 1{,}6\ d - 30$.
Gabelkopf aus Schmiedeeisen (nach Art der Fig. 515) drehen und schlichten } : $\mathfrak{M} = 20 + 3{,}25\ d$,
Flügelstangenende (Fig. 495) drehen und schlichten }
wenn d der grösste Stangendurchmesser in mm.
Für Bohren eines runden oder flachen geschlossenen Kopfes: $\mathfrak{M} = 7\ d_1 - 150$;
Für Bohren eines Kopfes mit Kappe und Keilstück: $\mathfrak{M} = 3{,}6\ d_1 - 40$;
Für Fraisen und Bohren eines Kopfes mit Kappe und Keilloch: $\mathfrak{M} = 5{,}3\ d_1 - 45$,
wenn d_1 der Zapfendurchmesser in mm.

P. Kreuzköpfe, Querhäupter und Führungsgeleise oder Schlittenbahnen.

1. Kreuzköpfe.

Man bedient sich der Kreuzköpfe zur gelenkigen Verbindung der Flügelstangen mit den Kolbenstangen, zur Aufhebung der Wirkungen der durch die Flügelstange hervorgerufenen Seitenkräfte und somit zur Geradführung der Kolbenstange. Diese Führung geschieht entweder unter Zuhilfenahme von Parallelogrammen, Lenkern u. s. w. oder von geraden Schienen oder Linealen; endlich überlässt man sie auch den Kolben- und Schieberstangen selbst und giebt ihnen deshalb keine besonderen führenden Theile. Die Pleuelstange sucht die Kolbenstange in der Richtung ihrer Schwingungsebene nach einer oder nach zwei Richtungen abzulenken; nach nur einer Richtung meist dann, wenn die Maschine beständig nach einer Seite umläuft und die Kraft durch die Kolben- und Pleuelstange nach der Kurbel geleitet wird; nach beiden Richtungen, wenn die Maschine sowohl nach der einen als nach der anderen Seite ihre Umdrehungen machen soll. Hiernach bestimmt sich die Construction der Kreuzköpfe und deren gleitenden Theile, der Schlitten, ob dieselben nur zur Kraftaufnahme hauptsächlich nach einer oder zum Widerstand nach beiden Richtungen (in letzterem Falle meist symmetrisch) gebaut werden sollen.

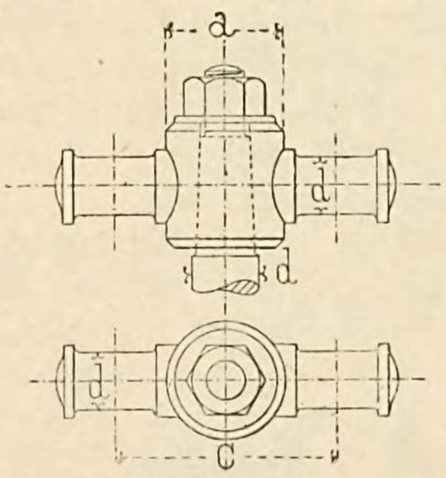


Fig. 505—506.

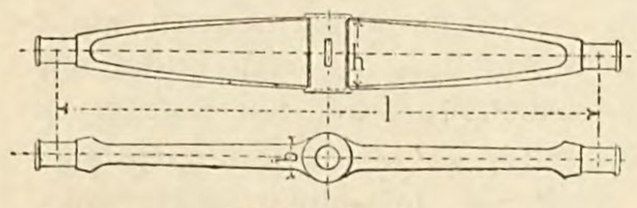


Fig. 507—508.

1. Freigehende Querhäupter. Ein kleines freigehendes Querhaupt zeigen Fig. 505—506; es ist aus Schmiedeeisen und wird mit der Kolbenstange durch eine gesicherte Schraubenmutter verbunden. Bezugseinheit: der Durchmesser der Stange d; $a = 2\ d$, $c = 3{,}75\ d$.

Fig. 507—508 zeigen ein breiteres Querhaupt (Traverse). Ist d der Kolbenstangendurchmesser $a = \frac{l}{2}$ die Armlänge, so nehme man nach Reuleaux: $h = 2{,}5\ d + \frac{a}{14}$; $b = \frac{P}{2} \cdot \frac{a}{h^2}$.

2. Querhäupter mit Schienenführung. Die Verwendung von vier Schlittenbahnen, die man so nahe als möglich der Axe des Kreuzkopfzapfens anbringt, findet sich nur bei den grossen Maschinen;

bei kleinen Maschinen verwendet man oft das System zweier in der Schwingungsebene der Flügelstange liegenden Schlittenbahnen mit Vortheil. Aber nicht allein in der Richtung der Schwingungsebene der Pleuelstange ist der Kreuzkopf zu sichern, er soll auch solchen Ablenkungen widerstehen können, die senkrecht zu jener Schwingungsebene gerichtet sind. Die hierzu nothwendigen Anordnungen sind unwesentlicher. Wendet man Führungen in der Schwingungsebene der Flügelstange an, so bedarf man ihrer nur zwei; dieselben müssen aber, damit jene zwischen ihnen frei schwingen kann, weit voneinander abstehen, oder man muss eine gegabelte Flügelstange anwenden.

Den geringsten Reibungsverlust verursachen solche Schlittenbahnen, bei welchen jede Bahn eine ebene Fläche bildet; man verwendet jedoch auch solche, die aus mindestens zwei Flächen eines Prismas bestehen, oder cylindrisch gestaltete, da diese beiden letzten Arten auch ohne weiteres die senkrecht zur Schwingungsebene gerichteten Drücke aufnehmen, und man hierbei durch einfaches Verstellen in der Druckrichtung die genaueste Führung erzielen kann. Das Nähern der aufeinander gleitenden Flächen wird bewirkt entweder durch Verstellen der Führungsgeleise, durch Abfeilen der Stossfugen oder Wegnahme anfänglich eingelegter Kupferplatten oder dadurch, dass man durch eine Stellvorrichtung, Keile, Schrauben u. dergl. besondere Gleitbacken des Kreuzkopfes an die Schlittenbahn presst.

Eine gebräuchliche Anordnung des **Kreuzkopfes** bei Verwendung von vier Führungsschienen geben Fig. 509—510. Er wird aus Schmiedeeisen hergestellt, selten aus Stahl oder Gusseisen. Der angreifende Pleuelstangenkopf ist ein Kappenkopf. Für die Gleitklötze kann die Form Fig. 511—512 zum Vorbild dienen.

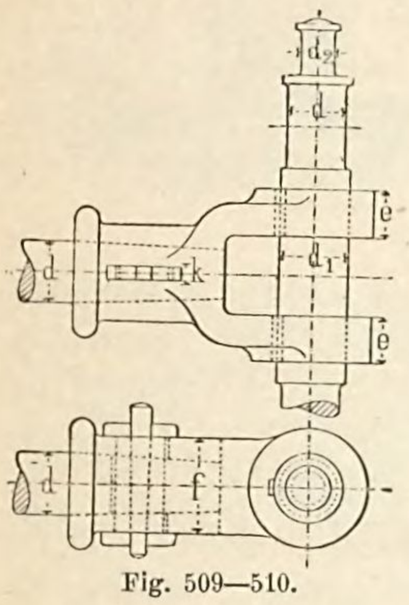


Fig. 509—510.

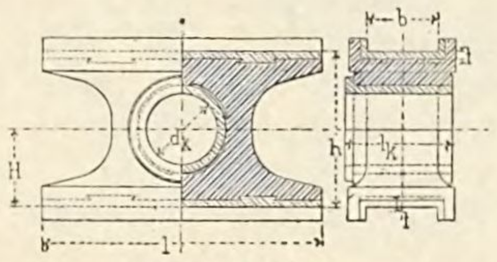


Fig. 511—512.

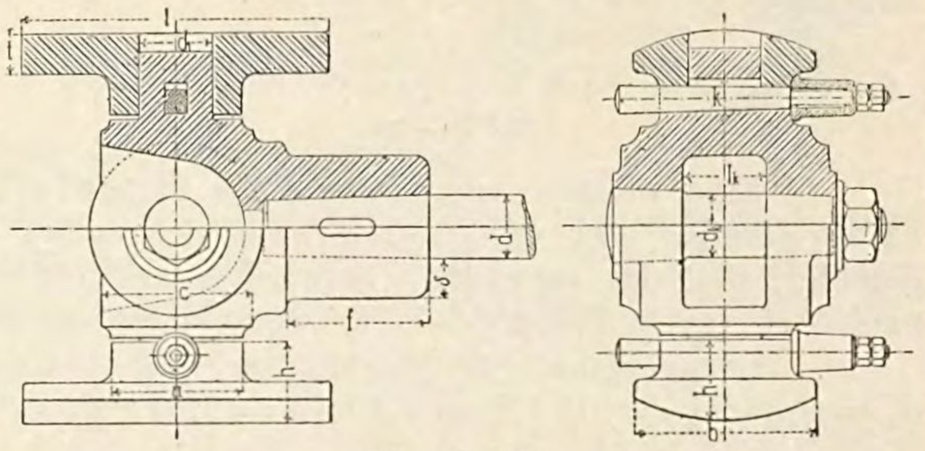


Fig. 513—514.

In Fig. 513—514 wird ein **Querhaupt** für zwei Schienen mit gesonderten, durch Keile verstellbaren Gleitschlitten gegeben. Die Schlittenbahnen sind hier in cylindrisch gerundeter Form ausgeführt. Der verwendete Gabelzapfen ist konisch in den Kreuzkopf eingesetzt und mit Schraube befestigt; sein wirklich als Zapfen verwendeter mittlerer Theil ist cylindrisch gedreht.

In den Fig. 515—516 trägt die Kolbenstange den zweitheiligen lagerartigen Kopf, in welchem sich der in der gegabelten Pleuelstange konisch eingesetzte Zapfen dreht. Diese Anordnung mit gegabelter Pleuelstange ist bei weitem günstiger als diejenige, bei welcher sich die an der Pleuelstange befindlichen beiden Köpfe um die beiden Zapfen der mit der Kolbenstange festverbundenen Achse drehen.

Das Verlegen des Drehpunktes genau über die Mitte der Unterstützungsfläche wird bei den neueren Constructionen aus dem Grunde stets vorgenommen, weil hierdurch das so schädliche Kippen oder Kanten vermieden wird.

Die Gleitflächen werden in Gusseisen oder in Rothguss und Weissmetall ausgeführt, oder endlich mit Platten aus letzteren Metallen belegt. Der sie belastende und ihre Abnutzung erzeugende Druck rührt, wie schon erwähnt, hauptsächlich von dem schädlichen Seitendruck her, der aus der jeweilig schiefen Stellung der Pleuelstange resultirt und dessen Grösse sich nach der Grösse des Ausschlagswinkels α richtet. Letzterer,

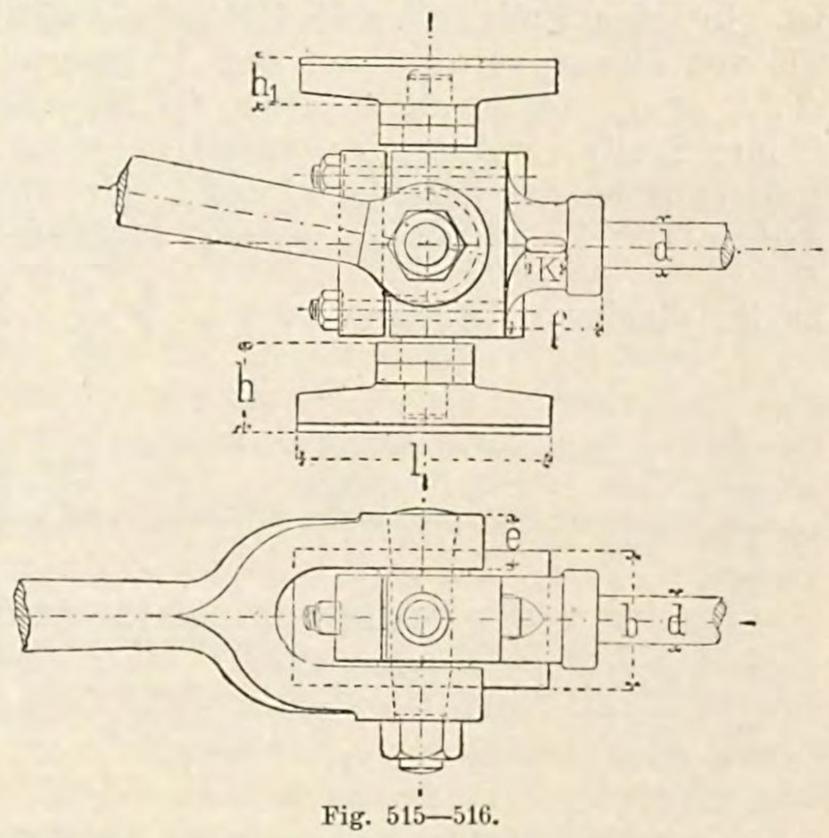


Fig. 515—516.

von dem Verhältnisse der Kurbelstange zum Kurbelradius, $\frac{L}{R}$, abhängig, bestimmt sich aus folgender Tabelle:

$\frac{L}{R}$ =	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
α =	19,5°	16,5°	14,5°	12,83°	11,5°	10,5°	9,5°
tang α =	0,35	0,30	0,26	0,23	0,20	0,18	0,17

Wenn P in kg die auf die Kolbenstange wirkende Kraft, so ergiebt sich der grösste Normaldruck auf die Gleitbahn $Q = P\ tang\ \alpha$. Der Flächendruck pro qmm des Schlittens und der Geradführung soll betragen $p = 0{,}02—0{,}1$ kg und je nach Annahme desselben bestimmt sich die Grösse der Gleitfläche F, wenn b in mm die Breite, l in mm die Länge eines Schlittens bezeichnet $F = bl = \frac{Q}{p}$. Bei Schienenführungen, wo zwei Schlitten gleichzeitig den Druck aufnehmen, ist für jeden natürlich nur die Hälfte des Normaldruckes Q zu berechnen.

Eingeleisige Querhäupter sind verwendbar bei Maschinen, die ihren Hauptdruck ausschliesslich nach einer Richtung ausüben. Zur Aufnahme der zufälligen Hebekräfte und gegen die Wirkung des Voreilungsdruckes bei Dampfmaschinen werden stets Schutzschienen angebracht, die trapezförmigen oder reckteckigen Querschnitt haben.

Fig. 517—518 zeigen ein eingeleisiges **Querhaupt** mit gusseiserner Gleitfläche. Der Bolzen wird am besten wieder konisch eingesetzt und an der einen Seite durch eine Schraube befestigt.

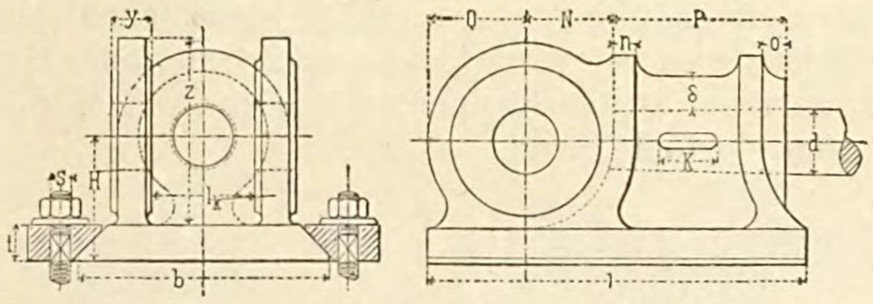


Fig. 517—518.

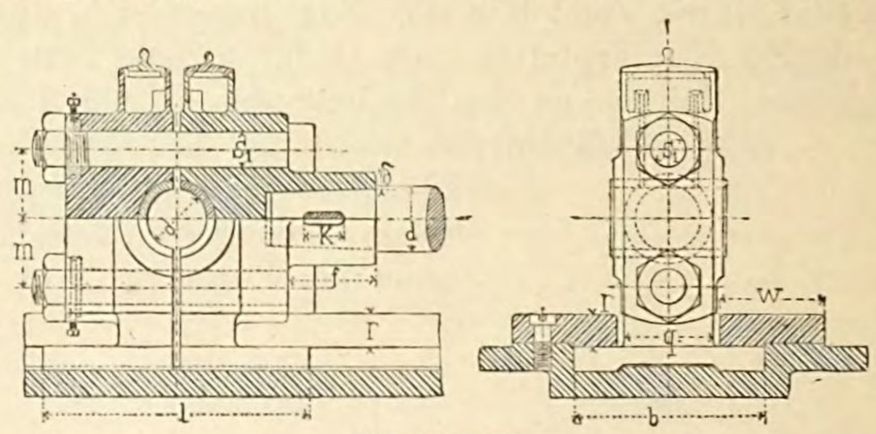


Fig. 519—520.

Eine weitere Anordnung eines eingeleisigen **Kreuzkopfes** zeigen die Fig. 519—520. Derselbe ist zweitheilig und wird durch zwei Schrauben zusammengehalten. Die Schutzdeckel, hier rechteckig gebildet, sind mit versenkten Schrauben auf das Führungsgeleise befestigt. Der zugehörige Pleuelkopf ist nach Art des in Fig. 515—516 abgebildeten gegabelt und mit darin befestigtem Gabelzapfen zu gestalten.

Bezugseinheit für Querhäupter: $\sqrt{P} + 5$ mm. $k = 0{,}12$; $\delta = 0{,}25$; $s = n = o = 0{,}2$; $t = 0{,}3$; $d_1 = 0{,}36$; $y = 0{,}4$; $h = 0{,}45$; $a = 0{,}68$; $f = 0{,}72$; $N = c = 0{,}75$; $Q = 0{,}85$; $H = 1{,}1$; $P = z = 1{,}6$.

2. Führungsgeleise oder Schlittenbahnen

werden aus Schmiedeeisen, Stahl oder Gusseisen hergestellt und müssen um so stärker und massiger construirt werden, je grösser die Kraft und je veränderlicher dieselbe hinsichtlich ihrer Grösse und Richtung ist. In jedem Falle sollen die Geleise mit dem Bett oder dem Gestell der Maschine unwandelbar befestigt sein, nie von diesem getrennt auf dem Fundamente stehen. Für die Annahme, dass sie nur an den Enden gestützt seien, werden die Schienen auf Biegung berechnet. Es seien l ihre Länge zwischen den Stützpunkten, b ihre Breite, welche der Gleitflächenbreite des Kreuzkopfes entsprechend gewählt werden muss, h die grösste Höhe der Schiene, s_1 und s_2 die Abstände des Querhauptmittels von den Stützpunkten, wenn der grösste Druck (Q) auf die Schiene stattfindet, die Kurbel also die ungünstigste, d. i. senkrechte Stellung zu ihr einnimmt. Alsdann ist $h = \sqrt{\frac{6}{S} \cdot \frac{Q}{b} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{l}}$; S, die zulässige Beanspruchung pro qmm, nehme man gleich 5 kg allgemein. Meist werden die Schienen auf ihrer ganzen Länge unterstützt, die aus Gusseisen hergestellten werden als Träger von Doppel-T förmigem Querschnitt construirt.

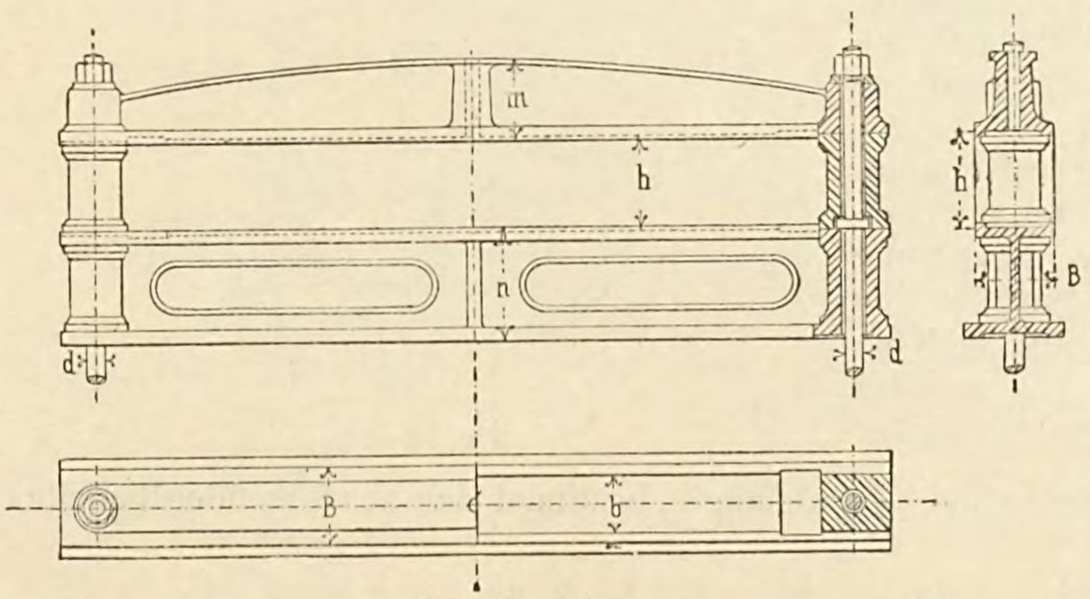
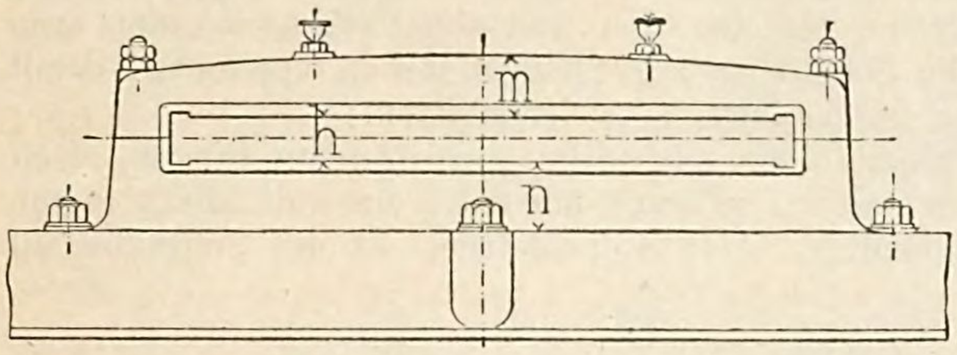


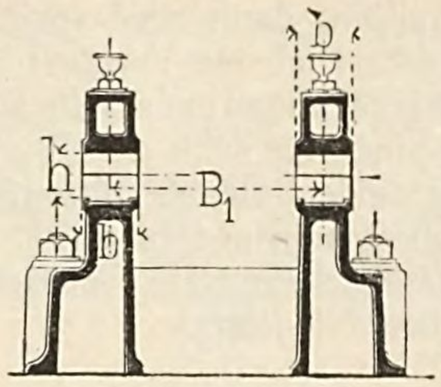
Fig. 521—523.

Fig. 521—523 zeigen eine Anordnung der letzteren Art, zu einer viergeleisigen **Schlittenbahn** gehörig. Die Zusammensetzung ist einfach und beansprucht wenig Bearbeitung.

Fig. 524—526 zeigen eine andere viergeleisige **Schlittenbahn**, die sehr solid aus Hohlguss hergestellt und mit dem Fundamentrahmen einer horizontalen Maschine zusammengegossen ist.

Die zweigeleisige **Schlittenbahn**, Fig. 527 ist aus Schmiedeeisen gefertigt und findet sich in gleicher oder ähnlicher Anordnung bei Locomotiven, mit einem Ende am Dampfcylinder, mit dem anderen am Locomotivrahmen festgeschraubt.





Die Geleise bedürfen immer einer reichlichen Oelzuführung; die unteren erhalten daher meist überstehende Ränder, auch an den Enden Vertiefungen, in welchen sich das Oel sammeln kann und über deren Ränder der Gleitbacken bei der äussersten Stellung des Kolbens etwas überstehen muss.

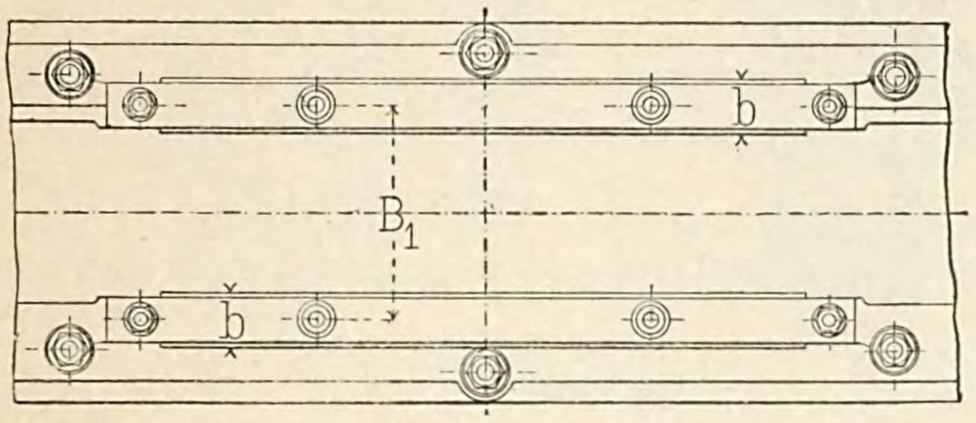


Fig. 524—526.

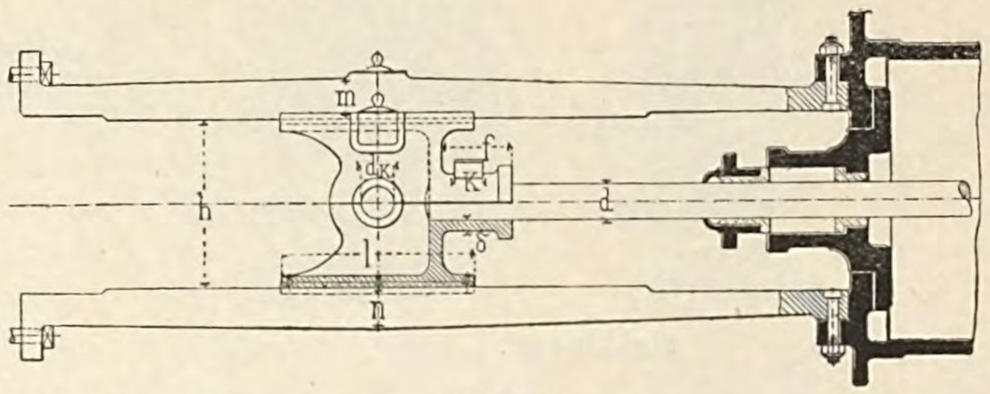


Fig. 527.

Herstellungskosten der Kreuzköpfe und Führungsgeleise.

Schmiedeeiserne Kreuzköpfe kosten roh 80—130 ℳ pro 1 kg, bearbeitet ca. den doppelten Preis.

Gewöhnliche Gleitklötze (Fig. 511—512) ausbohren pro Paar: $\mathfrak{M} = 60 + 1{,}9\ d$; dieselben ausbohren und seitlich abdrehen pro Paar: $\mathfrak{M} = 4{,}6\ d$, wenn d den Durchmesser des darinliegenden beweglichen oder festen Zapfens in mm bedeutet.

Geradführung nebst gusseisernem Kreuzkopf fertig bearbeiten: $\mathfrak{M} = 360 + 4{,}2\ D$. Geradführung nebst schmiedeeisernem Kreuzkopf fertig bearbeiten: $\mathfrak{M} = 450 + 4{,}7\ D$, wenn D den gegebenen Cylinderdurchmesser in mm bedeutet.

Q. Kolben und Kolbenstangen.

1. Kolben.

Kolben heissen diejenigen Maschinenelemente, welche Bewegungen von tropfbar flüssigen oder gasförmigen Körpern aufnehmen oder an diese übertragen und so die directen Vermittler zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten bilden. Wir beschränken uns hier auf die alleinige Behandlung der geradlinig hin- und hergehenden Kolben, als der weitaus verbreitetsten.

Der möglichst dichte Abschluss zwischen dem Kolben und dem ihn umgebenden Gehäuse wird durch verschiedene Mittel: Packungen, Dichtungen, Liderungen bewirkt, welche entweder dem Cylinder oder dem Kolben gegeben werden, und unterscheidet man hiernach Stopfbüchsendichtung und Kolbendichtung. Der dichte Schluss der Liderung kann entweder durch fremden äusseren Druck auf dieselbe herbeigeführt werden, oder durch Wirkung der eingeschlossenen Flüssigkeiten wie bei den sogenannten selbstthätigen (autoclaven) Dichtungen. Cylindrische Kolben, die ohne alle Packung dicht in den Cylinder eingeschliffen werden, sind selten und werden nur bei kleinen Maschinen verwendet.

Dampfmaschinenkolben. Diejenigen für Niederdruckmaschinen erhalten nur Hanfliderung, d. h. stark gefettete Hanfseile werden zwischen die vorstehenden Kolbenränder gelegt und durch Anziehen der letzteren zum Zweck dichten Schlusses zusammen und gegen die Cylinderwandung gepresst. Diese Dichtungsart ist leider nur bei niederen Temperaturen verwendbar, da der Hanf in höheren Temperaturen verbrennt, sonst aber die vortrefflichste, weil sie die Cylinderwandungen am wenigsten angreift.

Für höhere Temperaturen verwendet man in den verschiedensten Anordnungen Dichtungsringe aus weichem Gusseisen, Roth- und Weissguss, die entweder durch ihre eigene Elasticität zum Anschluss gebracht werden (Selbstspanner) oder durch besondere Mittel, Federn und Schrauben, gespannt werden. In manchen Fällen ist übrigens die gemischte Liderung sehr zweckmässig, bei welcher die Metallliderringe durch hintergelegte Hanfpackung statt durch Federn angepresst werden. Die Liderringe werden auf einen etwas grösseren äusseren Durchmesser abgedreht, als der Cylinderdurchmesser ist, hierauf schräg oder nach einer

gebrochenen Linie aufgeschnitten; dann wird soviel herausgenommen, dass beim Zusammenbiegen auf den wirklichen Cylinderdurchmesser noch ein geringer Spielraum zwischen den Enden verbleibt. Werden zwei oder mehrere solcher Liderringe angewendet, so sind die Schnittfugen gegeneinander zu verstellen, damit der Dampf nicht durch sie hindurch nach der Rückseite des Kolbens entweichen kann.

Fig. 528—529 zeigen einen kleinen **Dampfmaschinenkolben** mit selbstspannenden Ringen. Den beiden Liderringen sind zwei Spannringe hintergelegt und alle vier Ringe mit Hilfe eines darübergelegten Deckels und Schrauben mit Nischenmuttern zusammengehalten. Der Kolbenkörper ist mit Schraube auf dem konischen Ende der Stange befestigt.

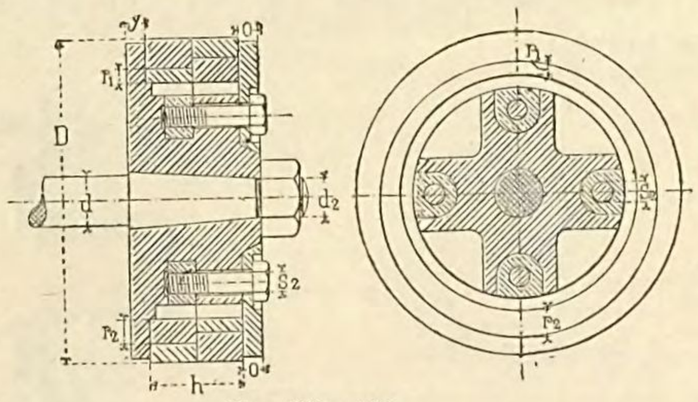


Fig. 528—529.

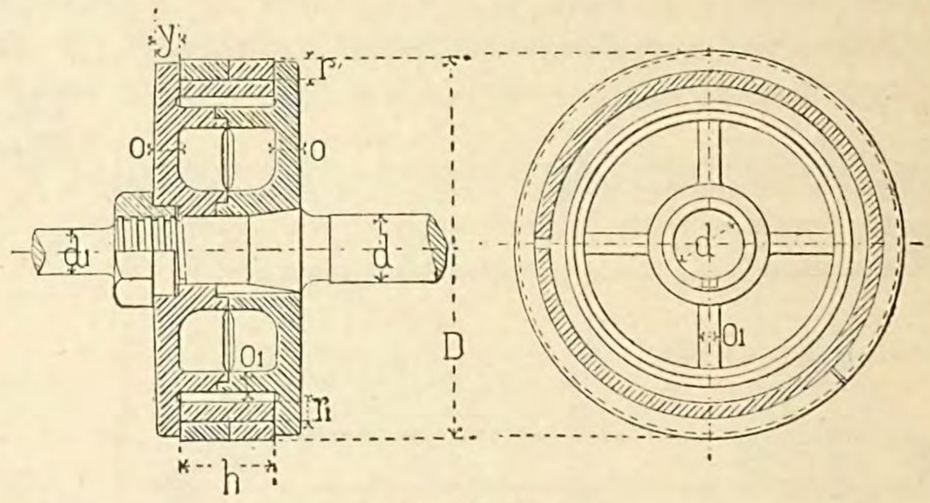


Fig. 530—531.

Eine ganz ähnliche Construction zeigt der selbstspannende **Kolben** Fig. 530—531; der Kolbenkörper ist hier in zwei Hälften getheilt, mit Rippen versteift; hinter den beiden Liderringen liegt ein Spannring.

Eine dritte Anordnung geben die Fig. 532—534; hier ist der Kolbenkörper im ganzen und hohl gegossen; ein zum Zusammenhalten der eingelegten Spanner dienender Gusseisenring wird mittelst Schraube mit Nischenmuttern niedergehalten. Eine Sicherung gegen Lösung gewähren die über je zwei der Schraubenköpfe gesteckten Metallplatten, deren eingestanzte Löcher noch ein Nachziehen der Schrauben um je 1/8 Umdrehung gestatten.

Grössere Dampfmaschinenkolben erhalten, um den nöthigen Andruck ihrer Ringe gegen die Wandungen zu erzielen, besondere Federn, die, mit Schrauben angespannt, die Dichtungsringe nach aussen pressen.

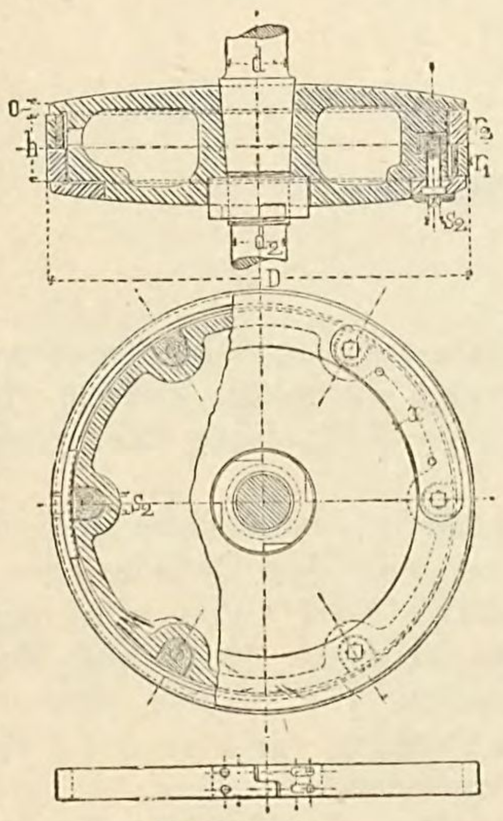


Fig. 532—534.

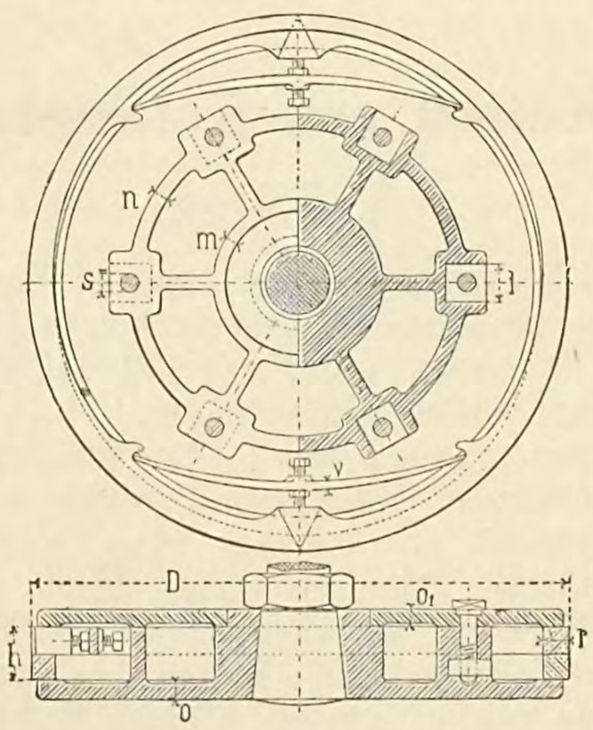


Fig. 535—536.

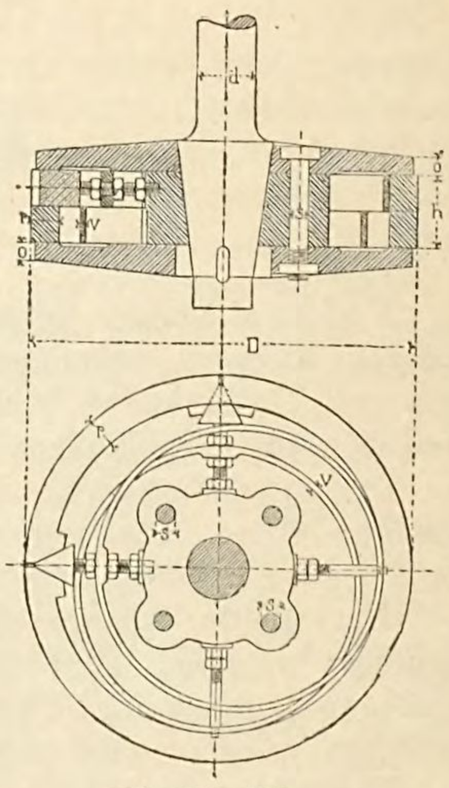


Fig. 537—538.

Der **Kolben** Fig. 535—536 besitzt zwei Liderringe, von denen jeder durch eine kurze Blattfeder, die sich gegen angegossene Vorsprünge des Federringes stützt, durch eine in dieser befestigte Schraube und einen Keil ihre Spannung empfängt. Der Kolben ist durch radiale und concentrische Rippen versteift, in welch letzteren die die Deckelplatte haltenden Schrauben mit bronzenen Nischenmuttern befestigt sind.

Bei dem **Kolben,** der in Fig. 537—538 gegeben, bewirken zwei eingelegte grosse elastische, kreisrunde Federn, die an der einen Seite durch Schrauben angedrückt werden, an der anderen Seite durch Schrauben unter Zuhilfenahme von Keilen die Auseinander- und Anpressung der Kolbenringe.

In dem **Kolben** Fig. 539—540 erzeugen 6 Blattfedern die Anpressung der Liderringe; die Spannung derselben erfolgt durch ebensoviele Schrauben, die zu dem inneren concentrischen Ringe reichen und daselbst

durch Muttern bewegt werden. Die Befestigung des Kolbens an der Kolbenstange geschieht mittelst Mutter und eingestrichenen Keiles.

Bezugseinheit für die Kolben Fig. 528—541; $h = 15 + 3\sqrt{D}$; $r = 0{,}38\,h - 0{,}40\,h$; $n = m = \frac{h}{4}$; $o = o_1 = \frac{h}{3} - \frac{h}{4}$; $s = 0{,}3\,h$; $v = 0{,}2\,h$; $t = 0{,}6\,h$.

Fig. 541 zeigt einen meist aus Schmiedeeisen ausgeführten **Kolben** mit selbstspannenden Ringen. Die letzteren, aus recht gleichartigem Gusseisen oder aus Bronze, seltener aus Schmiedeeisen hergestellt, haben 11—13 mm Höhe, 13—15 mm Breite beim sogen. schwedischen Kolben, 6 mm Breite und Höhe beim Ramsbottom'schen Kolben. $h = 5 + 5\sqrt{D}$; $w = 0{,}2\,h$.

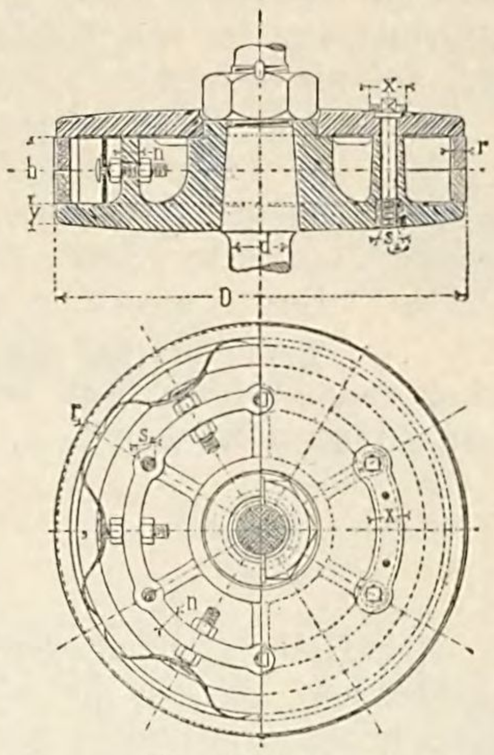


Fig. 539—540.

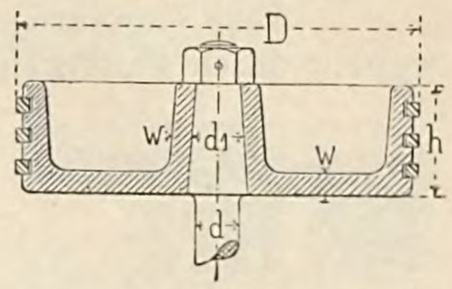


Fig. 541.

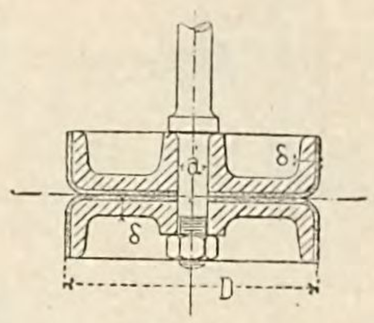


Fig. 542.

Pumpenkolben. Das Liderungsmaterial bildet Leder, wenn die Temperatur der Flüssigkeit unter 30°, oder Hanf.

Einen **Scheibenkolben** mit Lederstulpdichtung, welche durch den Druck der Flüssigkeit angepresst wird, zeigt Fig. 542; ausser den beiden in der Figur gezeichneten Lederstulpen verwendet man häufig noch mehrere zwischen jenen gelegene Lederscheiben, deren Durchmesser genau so gross oder unmerklich grösser als der lichte Durchmesser des Cylinders ist. $h = 5 + 5\sqrt{D}$; $\delta = 0{,}2\,h$.

Zum Durchlassen der Flüssigkeit wählt man durchbrochene Kolben, deren Oeffnungen durch Leder- oder Kautschukklappen nach einer Richtung hin geschlossen werden. Die nebenstehenden Fig. 543—546 zeigen zwei einander ziemlich ähnliche Constructionen solcher **Kolben** mit Lederklappen. Dieselben werden zur Beförderung des schnellen Schlusses sowie zur Erzielung der nothwendigen Widerstandsfähigkeit gegen Durchbiegung mit aufgenieteten Schmiedeeisenblechen oder -platten armirt. Ihr Hub wird durch Anschläge begrenzt, sodass bei vollständiger Eröffnung der Durchgangsquerschnitt gleich dem lichten Querschnitt des Kolbens ist. Die Dichtung des Kolbenkörpers geschieht theils durch Hanf, wie in Fig. 543 angenommen, oder durch Lederstulpe, wie in Fig. 545.

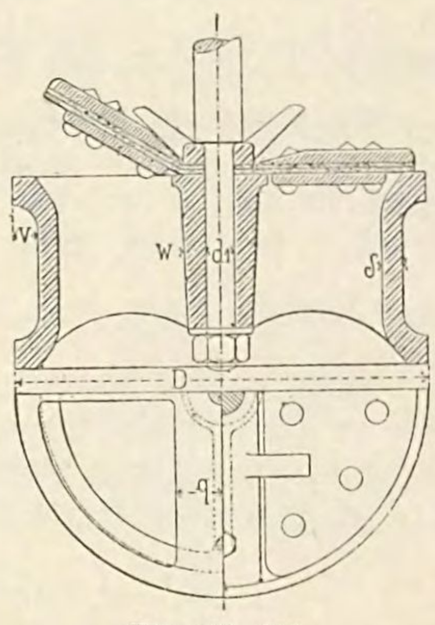


Fig. 543—544.

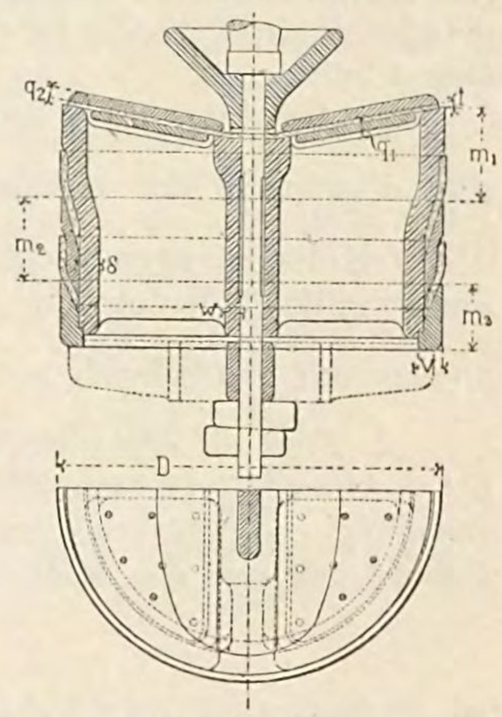


Fig. 545—546.

Eine andere Anordnung dieser durchbrochenen Kolben giebt der **Pumpenkolben** mit Kautschukklappen (Fig. 547—548). Dieselben legen sich auf den gitterförmig durchbrochenen Obertheil des Kolbens und werden in dessen Mitte festgehalten; ihr Hub wird durch einen auf der Kolbenstange befestigten durchbrochenen Teller begrenzt. Die Dichtung am Umfang des Kolbens geschieht durch zusammengepresste Leinwand- oder Lederstreifen. $h = 5 + 5\sqrt{D}$; $w = 0{,}24\,h$; $\delta = 0{,}12\,h$; $v = 0{,}18\,h$; $i = 0{,}11\,h$; $g = 2{,}1\,h$; $x = 0{,}4\,h$; $z = 0{,}25\,h$.

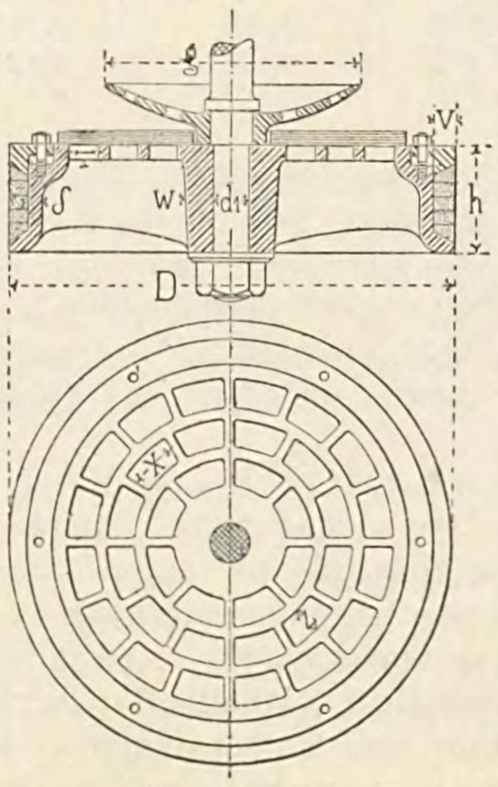


Fig. 547—548.

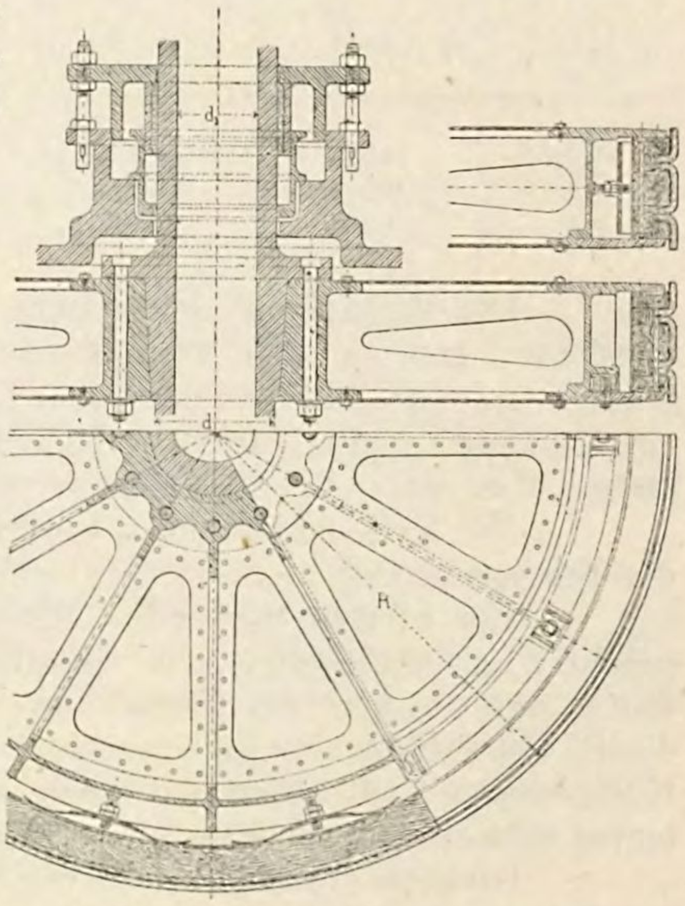


Fig. 549—551.

Gebläsekolben. Da diese Kolben gewöhnlich in bedeutender Grösse ausgeführt werden, so sucht man hinsichtlich ihrer Herstellung eine leichte Construction zu erzielen und da sie nicht absolut luftdicht zu schliessen brauchen, so wählt man eine einfache, aber dauerhafte Dichtungs-

methode. Man giesst den Kolbenkörper sehr leicht aus Gusseisen (Rippenguss) und schliesst die verbleibenden Oeffnungen durch aufgeschraubte Blechtafeln oder man bildet den ganzen Kolben aus Schmiedeeisen.

Eine bewährte Liderung ist die des **Gebläsekolbens** (Fig. 549—551). Eingelegte Holzsegmente werden durch hintergelegte, mittelst Schrauben anspannbare Federn nach aussen gedrückt; zwischen diesen sind die Lederstulpe befestigt, welche die eigentliche Dichtung abgeben.

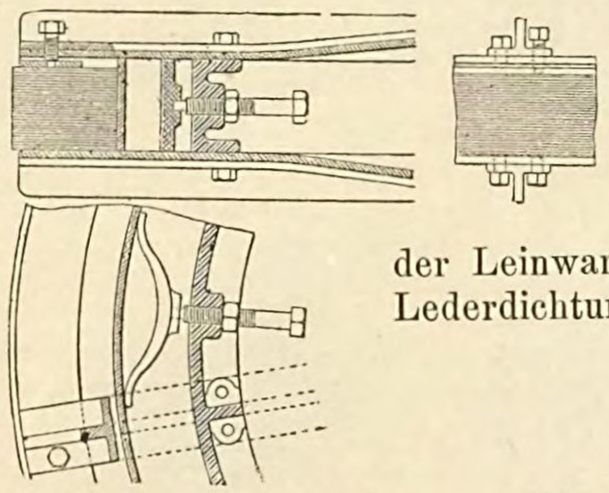


Fig. 552—554.

Der in Fig. 552—554 gegebene **Gebläsekolben** (im wesentlichen aus Schmiedeeisen) besitzt Leinwandliderung. Die Leinwandringe werden zu einer dicken Schicht zusammengelegt und mit Graphitleim getränkt. Ihre Anpressung geschieht durch Federn, welche, durch Schrauben anspannbar, auf einen hintergelegten schmiedeeisernen Ring drücken. Statt der Leinwanddichtung lässt sich auch eine auf ebensolche Weise zusammengesetzte Lederdichtung anwenden.

2. Kolbenstangen.

Die Kolbenstangen werden fast ausschliesslich aus Stahl gefertigt, seltener aus Schmiedeeisen. Wegen der im Verhältniss zum Durchmesser grossen Länge werden sie meist auf Zerknickungsfestigkeit beansprucht und demnach darauf berechnet. Sie erhalten stets cylindrische Form, wenn sie durch Stopfbüchsen umschlossen werden, zuweilen, wie bei Hubpumpen, quadratischen Querschnitt.

Auf Zug allein beansprucht werden die Kolbenstangen einfach wirkender Dampfmaschinen und sind diese nach der einfachen Festigkeitsregel $P = \frac{d^2\pi}{4} S$ zu berechnen, wenn P in kg die ziehende Kraft, d der Kolbenstangendurchmesser in mm, $S = 4—5$ kg die Beanspruchung pro qmm des Kolbenstangenquerschnitts bedeutet; der Druck P berechnet sich, wenn D der Kolbendurchmesser, n der in Atmosphären angegebene Ueberdruck auf den Kolben, nach $P = \frac{n}{100} \cdot \frac{D^2\pi}{4}$.

Den auf Zerknickung beanspruchten Stangen giebt man unter gewöhnlichen Verhältnissen, als etwa bis 5 Atmosphären Dampfdruck $^1/_7$ des Cylinderdurchmessers zur Dicke; $d = {}^1/_7 D$. Für eine genauere Berechnung empfiehlt sich nach Reuleaux folgende Formel, wenn n wie oben den in Atmosphären gegebenen Ueberdruck auf den Kolben, L in mm die Länge der Stange bezeichnet:

$$\frac{D}{d} = 0{,}0573 \sqrt{\frac{L}{D}} \sqrt[4]{n}.$$

Dieser Formel entspricht nachstehende Tabelle:

$\frac{L}{D}$	$n = 1$	$n = 2$	$n = 3$	$n = 4$	$n = 5$	$n = 6$	$n = 7$	$n = 8$
1,5	0,070	0,083	0,093	0,099	0,150	0,110	0,114	0,118
2,0	0,081	0,096	0,107	0,115	0,121	0,127	0,132	0,136
2,5	0,091	0,108	0,120	0,128	0,136	0,142	0,148	0,153

Die Befestigung der Stange im Kolben erfolgt im allgemeinen so, dass letzterer auf das etwas verdickte, konisch sich verjüngende oder dick zulaufende Ende der letzteren aufgeschmirgelt und mit Schrauben oder durchgeschlagenen Querkeilen darauf befestigt wird. (Vergl. die verschiedenen Kolbenconstructionen.) Bei kleineren Kolben findet sich das Stangenende zu ihrer Aufnahme cylindrisch gestaltet, immer aber muss die Zusammenpassung höchst sorgfältig geschehen.

Wo Keile angewendet werden, werden dieselben auf Abscheren berechnet und nimmt man hierbei die Beanspruchung 5—6 kg pro qmm.

Bei vertical wirkenden Maschinen wird die Stange durch die Packung stets centrisch und richtig geführt; es findet daher kein einseitiger Verschleiss statt. Anders ist dies bei liegenden Maschinen, wo durch das Gewicht der Stange und des Kolbens die untere Schale excentrisch ausgerieben wird. Um diesen Uebelstand, der bei grossen Maschinen besonders merklich zu Tage tritt, zu vermindern, lässt man die Kolbenstange — im hinteren Theile etwas verschwächt — durch beide Cylinderdeckel gehen und führt sie hinten mittelst Stopfbüchsen oder, was wesentlich vortheilhafter ist, nochmals durch ein besonderes Gleitstück.

Grossen Vortheil bringt es, Kolben und Kolbenstange so leicht als nur immer möglich zu machen (weshalb man zuweilen hohle Kolbenstangen anwendet), endlich aber auch von Anfang an die Kolbenstange krumm herzustellen, derart, dass sie im Betriebe unter ihrem eigenen Gewichte und dem des Kolbens gerade gebogen wird.

Herstellungskosten der Kolben und Kolbenstangen.

Dampfkolben von Gusseisen mit besonderem Deckel drehen und ausbohren: $\mathfrak{M} = 70 + 1{,}95\,d$.
Zwei ineinander liegende Liderringe drehen: $\mathfrak{M} = 20 + d$.
Einen durch Schrauben nachstellbaren Liderring drehen: $\mathfrak{M} = 30 + 0{,}48\,d$.
Kolbenstangen drehen und abziehen: $\mathfrak{M} = 0{,}4\,d - 5$ pro 100 mm Länge.
Einen einfachen Konus an Kolbenstangen drehen, extra: $\mathfrak{M} = 1{,}5\,d - 10$.
Konus und Bund an Kolbenstangen drehen: $\mathfrak{M} = 2{,}5\,d - 50$.
Schraube und Mutter für Kolbenstangen, extra: $\mathfrak{M} = 4{,}5\,d - 140$.

R. Stopfbüchsen.

Stopfbüchsen dienen zum Abdichten verschiedener Räume gegeneinander, in welchen sich ein und derselbe Körper gleichzeitig bewegt. Das Liderungsmaterial, wie bei den Kolben Hanf, Leder, Filz, Metall, wird hier an der concaven Wandfläche des umschliessenden Körpers angebracht. Brille (d. i. der verschiebliche Theil) und Topf werden mit Bronzebüchsen versehen, damit sie auf die umfasste Kolbenstange nicht abnützend einwirken. Die einseitige Zuschärfung dieser Einlagen an den Enden, welche die weicheren Dichtungsmaterialien zwischen sich fassen, ist veraltet; man bedient sich gegenwärtig der ringkeilförmigen Profile (Farcot), welche das Dichtungsmaterial durch ihre beiderseitige Keilwirkung sowohl gegen die eingeschlossene Stange als gegen die Stopfbüchsenwand pressen, oder ganz ebener oder leicht gewölbter Endflächen.

1. Hanfstopfbüchsen. Fig. 555—556 geben eine gebräuchliche Stopfbüchse für stehende Cylinder; in den oberen Ansatz der Brille wird zum Tränken der Hanfzöpfe Oel eingegossen. Fig. 557 giebt eine ähnliche Anordnung; der sich hier ebenfalls vorfindende Oelbehälter ist noch mit einem besonderen Deckel abgedeckt. Fig. 558 zeigt eine sogen. geschlossene Stopfbüchse, bei welcher die Brille mit ihren äusseren Rändern den Topf übergreift und die drei Schrauben zum Anziehen theilweise verdeckt. Fig. 559 endlich zeigt eine sehr zweckmässige Stopfbüchse für kleine Dimensionen; die Anzugschrauben sind unterdrückt, dafür besitzt der Topf äusserlich Gewinde, auf welches die mit Muttergewinde versehene Brille aufgeschraubt wird.

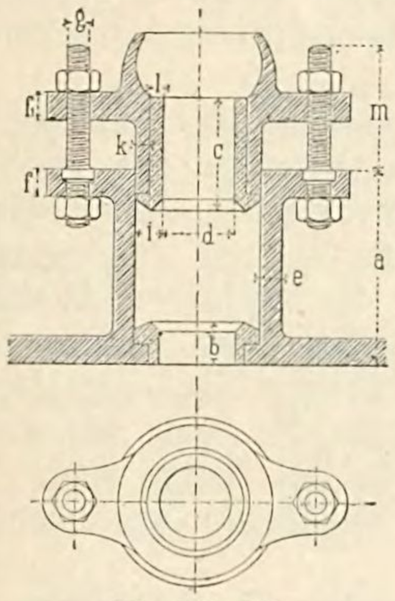


Fig. 555—556.

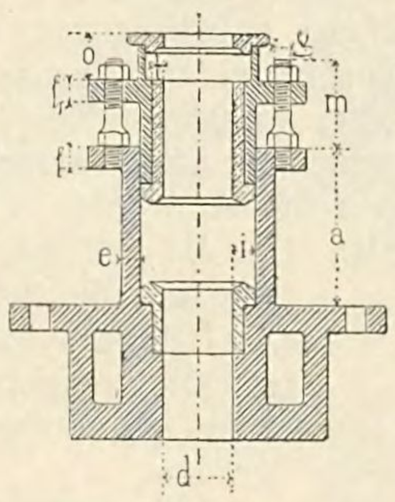


Fig. 557.

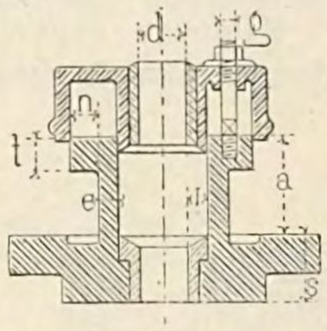


Fig. 558.

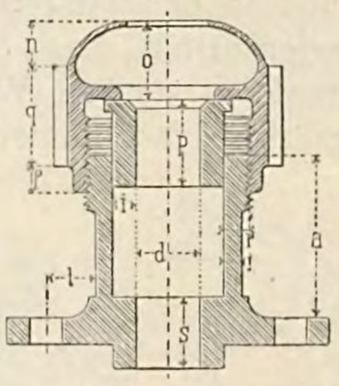


Fig. 559.

Genau die gleichen Constructionen kann man mit keinen oder geringen Abänderungen (Weglassung des Oelbehälters) für liegende Stopfbüchsen verwenden, doch giebt man dann der Bodeneinlage (Grundring) eine ziemliche Länge, um ihre Abnützung zu vermindern. Für hängende Stopfbüchsen empfiehlt es sich, die Brille über den Topf zu schieben, um an ihrem oberen Ende eine Oelschale anbringen zu können, oder man legt zwischen Brille und Grundring einen schmalen bronzenen Ring ein, der, mit Löchern versehen, mit einer Oeffnung des Topfes correspondirt, durch welche mittelst einer mit Hahn versehenen Röhre Oel unmittelbar nach dem Innern der Büchse geführt werden kann. Da die Schrauben nicht stark angezogen werden sollen, so müssen dieselben zuweilen durch Contremuttern gesichert werden; dieselben sind so anzubringen, dass sie und die Hauptmuttern die Flanschen der Brille zwischen sich fassen; hierdurch wird, auch bei einseitigem Verschleiss der Dichtung, ein Kippen der Brille vermieden.

Bezugseinheit für Hanfstopfbüchsen: $a = 1{,}1\,(d + 75)$ bis $(1{,}2\,d + 75)$ mm; $b = 0{,}25\,a$; $c = 0{,}5\,a + 40$ mm; $e = f_1 = 0{,}16\,a$; $f = 0{,}2\,a$; $g = 0{,}15\,a$; $i = 0{,}18\,a$; $k = 0{,}1\,a$; $l = 0{,}08\,a$; $m = 0{,}5\,a + 50$ mm; $n = t = 0{,}3\,a$; $o = 0{,}45\,a$; $p = 0{,}55\,a$; $q = 0{,}65\,a$; $r = 0{,}18\,a$; $s = 0{,}45\,a$.

2. Lederstopfbüchsen. Dichtungen, die durch den Druck einer Flüssigkeit diesem entsprechend angepresst werden, werden gewöhnlich Manschettendichtungen genannt. Das Dichtungsmaterial ist Leder, und können mit Rücksicht auf dessen Dauer solche Stopfbüchsen nur bei kaltem Wasser und Oel Verwendung finden.

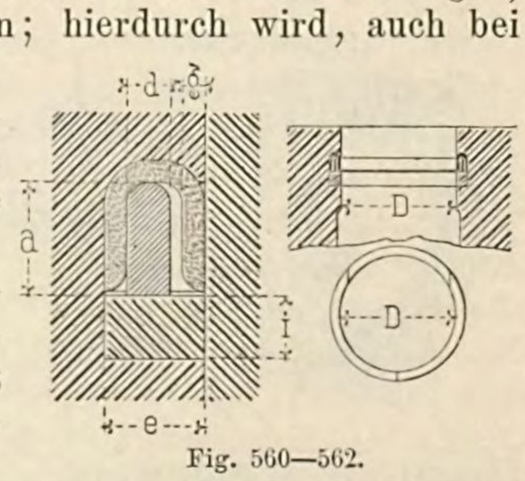


Fig. 560—562.

Fig. 560—562 zeigen eine einseitig wirkende Stulpdichtung. Der gepresste Lederring wird in der

an ihren oberen Rändern abgerundeten Kammer durch einen eingeschobenen federnden Ring gehalten. Das Einbringen von Stulp und Ring ist dadurch ermöglicht, dass man die Kammer höher macht, als zur Aufnahme jener nöthig ist, sie alsdann darin einbaut und schliesslich den unteren Theil der Kammer durch einen dreigetheilten Ring (Fig. 562) ausfüllt.

Herstellungskosten der Stopfbüchsen.

Stopfbüchsen und Grundringe drehen und ausbohren: $\mathfrak{H} = 5\,d - 10$ (Fig. 555).
Einfachere Stopfbüchsen und Grundringe drehen und ausbohren: $\mathfrak{H} = 3{,}5\,d - 20$.
Grundringe drehen und ausbohren: $\mathfrak{H} = d - 10$.
Stopfbüchsen, oben glatt, ohne Metallausbüchsung (gewöhnliche Länge): $\mathfrak{H} = 2{,}75\,d - 30$.

S. Excenter, Excentrik, excentrische Scheiben.

Sie sind als Kurbelzapfen aufzufassen, deren Durchmesser grösser ist als der der Welle, vermehrt um den Durchmesser des Kreises, welcher von dem Kurbelmittelpunkt beschrieben wird. Diese solchergestalt erweiterten Zapfen können auf die schwächeren Wellen aufgesteckt, an jeder Stelle innerhalb deren Länge befestigt werden, ohne dass dieselben gekröpft oder geschwächt zu werden brauchen. Dies ist der grosse Vortheil, den die Anwendung der Excenter gewährt; ihm gegenüber steht als bedeutender Nachtheil die nicht unbeträchtlich grössere Reibung, welche sie vermöge ihres immer grossen Durchmessers gegenüber dem entsprechenden gewöhnlichen Kurbelzapfen erzeugen.

Die Excenterscheiben werden fast durchgängig, entweder ganz oder getheilt, aus Gusseisen dargestellt, die umgelegten, stets zweitheiligen Ringe oder Bügel aus Bronze, aus Gusseisen oder Schmiedeeisen und in den letzteren Fällen häufig mit Bronzefutter versehen. Eine Zweitheilung der Scheibe ist nur dann erforderlich, wenn dieselbe nicht als ganzes, eintheiliges Stück aufzubringen ist, z. B. bei gekröpften oder ungleich starken Wellen. Kleinere excentrische Scheiben werden wegen der leichteren Ausführung voll, grössere fast immer mit Ausnehmungen hergestellt. Der Bügel soll stets mit seinen vorspringenden Rändern die Scheibe übergreifen, sodass er eine Art Oelrinne bildet, in der sich das ziemlich reichlich zuzuführende Oel halten kann; nicht aber soll er von den Scheibenrändern übergriffen werden.

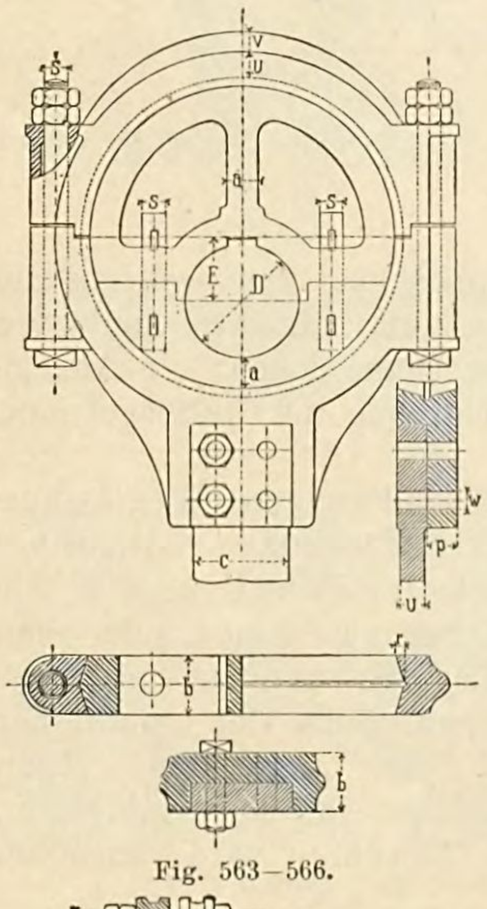


Fig. 563—566.

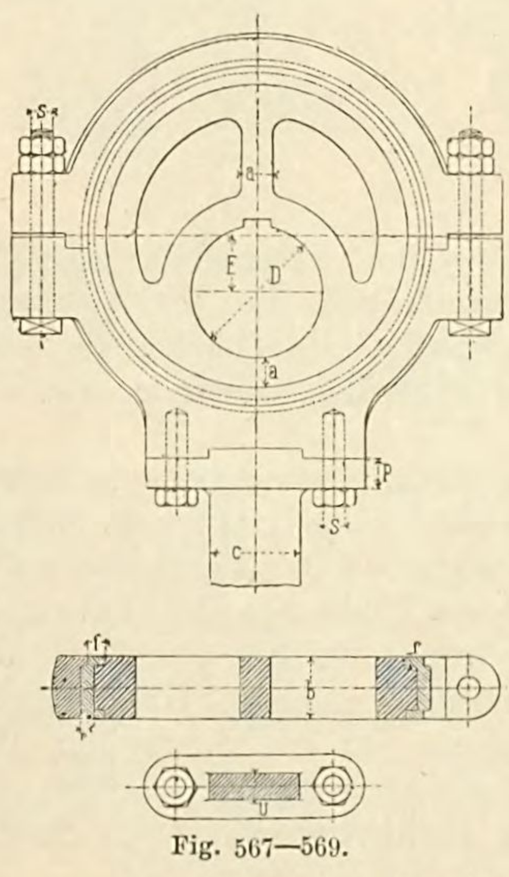


Fig. 567—569.

Fig. 570—571.

Fig. 563—566 geben die Anordnung eines **Excenters** mit getheilter Scheibe, mit Gusseisenring ohne Ausfütterung, der durch besondere angegossene Rippen hinreichend versteift ist.

Das **Excenter** Fig. 567—569 besitzt eine eintheilige Scheibe und schmiedeeisernen Ring mit Bronze- oder Weissgussfutter.

Noch eine andere getheilte **Excenterscheibe** wird durch Fig. 570—571 veranschaulicht. Hier ist nur eine der Verbindungsschrauben in der Ebene des Excenters, die andere aber an der Flansche der einseitig verlängerten Excenternabe angebracht.

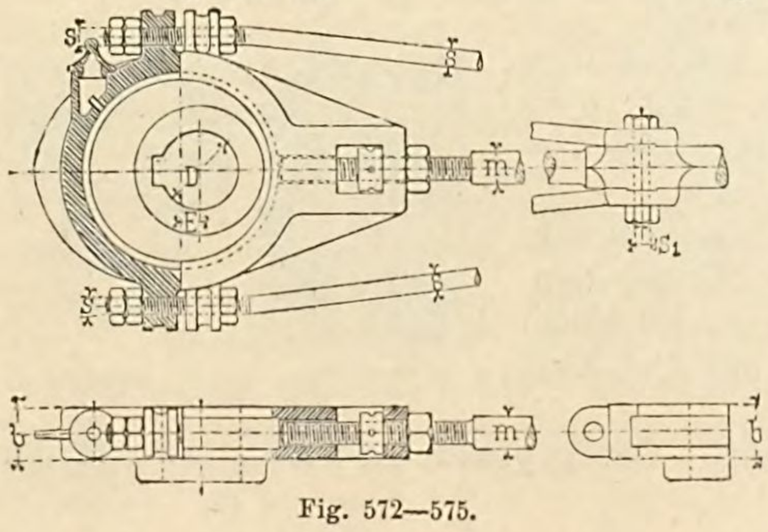


Fig. 572—575.

Eine andere Anordnung eines **Excenters** mit gusseisernem Bügel ist in den Fig. 572—575 dargestellt. Die verhältnissmässig schwache Excenterstange ist durch Zugstangen verstärkt, die die Fortsetzungen der Bügelschrauben bilden und mit ihr an irgend einer Stelle ihrer Länge vereinigt werden. Die Fugen der Ringe sind hierbei immer schliessend herzustellen durch sogleich vom Anfang an zwischenzulegende Kupferbleche oder entsprechendes Abfeilen derselben nach erfolgter Abnutzung der Ringe und Scheiben.

Die Bezugseinheit für Excenter ist $b = 1/2 \left(E + \frac{D}{2}\right)$ in mm, wenn E die Excentricität derselben, D der Durchmesser der Welle ist. Die eingeschriebenen Buchstaben haben folgende Werthe: $r = 0{,}15\ b$; $f = 0{,}25\ b$; $v = w = 0{,}3\ b$; $u = s = 0{,}4\ b$; $a = p = 0{,}5\ b$; $t = 0{,}7\ b$; $c = 1{,}5\ b$.

Die Excenterstange greift mit ihrem anderen Ende gewöhnlich mittelst eines einfachen Flügelstangenkopfes an einer geradgeführten Stange an. Bei Dampfmaschinen, wo die durch Excenter bewegte Schieberstange durch die Stopfbüchse geführt wird, lässt man in neuerer Zeit die vorerwähnte Führung zuweilen ganz weg, ebenso die gelenkartige Verbindung und bildet Excenter und Schieberstange aus einem Stück, dieses aber in der Nähe der Stopfbüchse in der Form einer breiten elastischen Blattfeder.

Herstellungskosten der Excenter.

Das Modell einer excentrischen Scheibe von D mm Durchmesser kostet nach v. Reiche:
an Lohn: $\mathfrak{M} = 1{,}5\ D$; an Holz 30—60 % des Lohnes.

Excenterscheiben nebst Ringen von Gusseisen drehen, ausbohren und die cylindrischen oder ebenen Flächen für die Verbindung mit der Excenterstange bearbeiten:
$\mathfrak{M} = 3{,}5\ D - 150$, wenn D der Durchmesser des Excenters.

T. Balancier.

Derselbe ist ein um eine Achse schwingender Hebel und dient zur Weiterleitung einer erzeugten Kraft, häufig zur Umkehrung der Bewegung (wenn er doppelarmig ausgeführt ist) und zur Veränderung der Kraft und Wegverhältnisse. Balanciers aus Holz sind gänzlich veraltet; man bildet dieselben aus Gusseisen, wenn sie klein, aus Schmiedeeisen, wenn sie von grossen Dimensionen sind. Fast immer giebt man ihren Schilden doppel-Tförmigen Querschnitt von symmetrischer Form in Bezug zur neutralen Axe; man setzt sie auch aus zwei Schilden zusammen, welche gleichweit von der Schwingungsebene des Balanciers abstehen.

Gusseiserner Balancier (Fig. 576—577). Ist r der Kurbelhalbmesser, d_k der Durchmesser des Kurbelzapfens, A die halbe Länge des Balanciers, h dessen Höhe in der Mitte, b die Stärke seiner Schilddicke (Stegdicke) und c die Stärke der Gurtungs- sowie Versteifungsrippen, so wähle man:

$$A = 3\,r;\ h = r;\ b = 9/4\ r \left(\frac{d_k}{r}\right)^2;\ B = 2\,b;\ c = 0{,}6\,b.$$

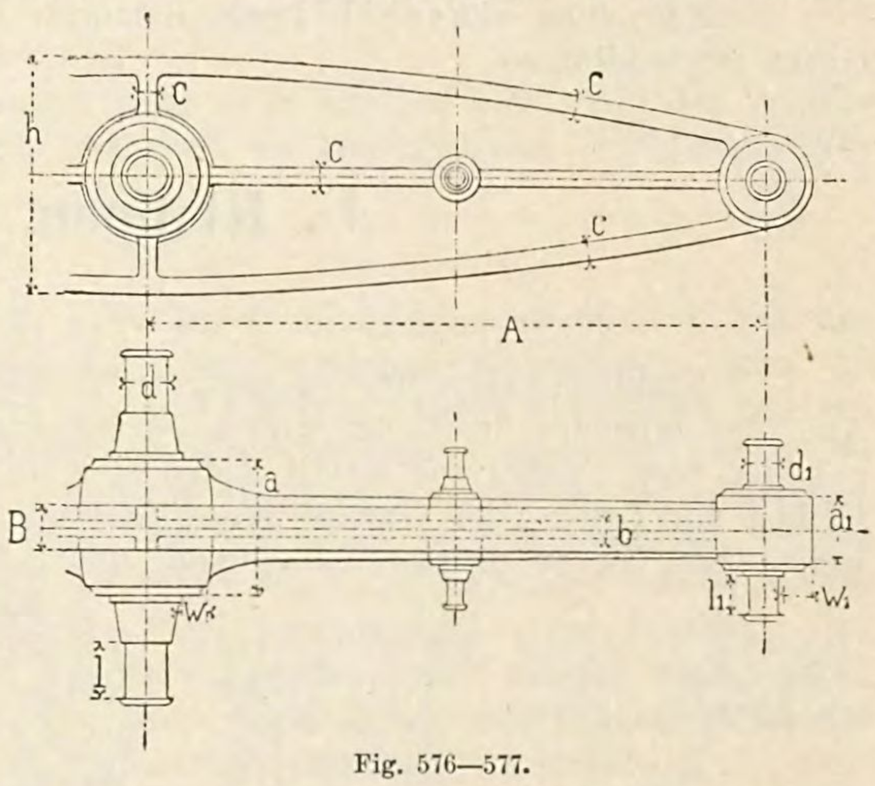


Fig. 576—577.

Für die Haupt- oder Mittelzapfen der gusseisernen wie schmiedeeisernen Balanciers erhält man passende Abmessungen, wenn man nach Reuleaux nimmt:

	für Schmiedeeisen:	für Gusstahl:	
Zulässige Belastung	$S = 5$ kg	$S = 8{,}25$ kg	
Durchmesser	$d = \sqrt{P}$	$d = 0{,}84\sqrt{P}$	wobei P der auf einen Zapfen wirkende Druck
Länge	$l = \sqrt{P}$	$l = 0{,}96\sqrt{P}$	
	$\frac{l}{d} = 1$	$\frac{l}{d} = 1{,}14$	

Die Länge der Hauptachse des Balanciers ist $1{,}4\ h$; der Durchmesser der Naben $0{,}6\ h$; ihre Länge $a = 0{,}6\ h$. Der Durchmesser der Doppelzapfen am vorderen Ende $d_1 = 0{,}7\ d_k$; die Entfernung der Zapfenmittel $4{,}2\ d_k$; Nabenlänge $a_1 = 0{,}35\ h$.

Wird der Balancier aus zwei Schilden gefertigt, so berechnet man jedes derselben für die Hälfte der Gesammtkraft, giebt ihm eine dünnere Stegdicke und meist nur auf einer, der äusseren Seite, Verstärkungsrippen; die Schilde werden mit kräftigen Flacheisen oder Gusstücken zusammengeschraubt.

Schmiedeeiserne Balanciers (Fig. 578—581) gewähren eine weit grössere Sicherheit als gusseiserne, deren innere Spannungen häufig zu unvorhergesehenen Brüchen Veranlassung geben.

Nur die kleinsten derselben schmiedet man aus einem Stück oder schneidet, wenn man sie mit zwei Schilden herstellt, diese aus zwei grossen Blechtafeln und verbindet sie durch zwischengenietete Naben. Die grösseren setzt man wie die Brückenträger aus einzelnen Theilen zusammen und construirt sie mit vollwandigen Schilden oder als Gitterträger. Diese Balanciers bilden einen hohlen Träger, welcher aus zwei Stegen und den sie verbindenden, hauptsächlich die Zug- und Druckkräfte aufnehmenden Gurtungen bestehen. Die Verbindung der einzelnen Platten, die entweder in einfacher oder doppelter Lage ein Schild bilden, geschieht durch stumpfes Zusammenstossen und Uebernieten von Laschen; Schilde und Gurtungs-

bleche verbindet man durch angenietete Winkeleisen. Die Verbindung der Achsen mit den Stegen geschieht mittelst gusseiserner Nüsse, die häufig durch die Schilde hindurchgehen, um den Druck der Achse direct ohne Beanspruchung der Nussnieten auf die Schilde zu übertragen. Noch besser ist es, wenn die Nüsse plattenartige Verlängerungen haben, die bis zu den Gurtungen reichen und direct auf diese die Achsendrücke übertragen.

Die Profilirung der Balanciers geschieht entweder nach flach gekrümmten Curven oder billiger und einfacher nach geraden Linien, die der Endstücke nach Halbkreisen, an welche jene tangirend übergehen.

Die grösste Höhe h der Balanciers zur ganzen Länge $L = 2\,A$ ist ungefähr in dem Verhältniss 1 : 5 zu wählen.

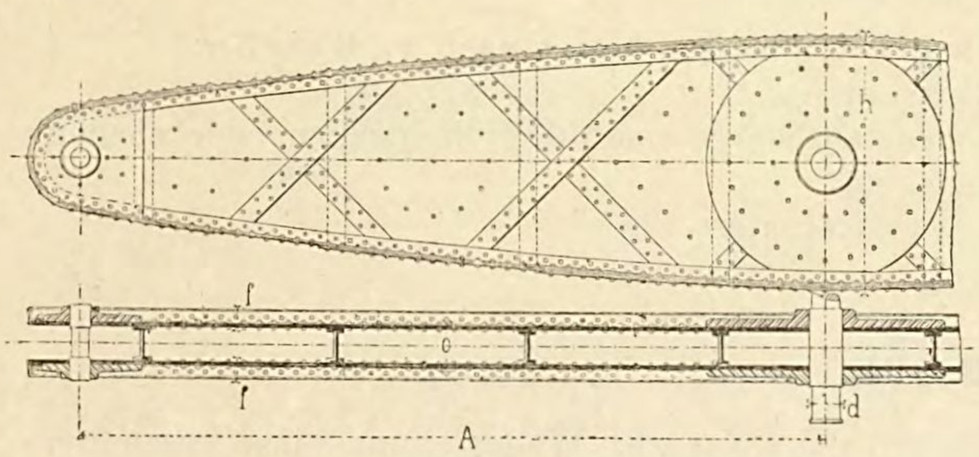


Fig. 578—579.

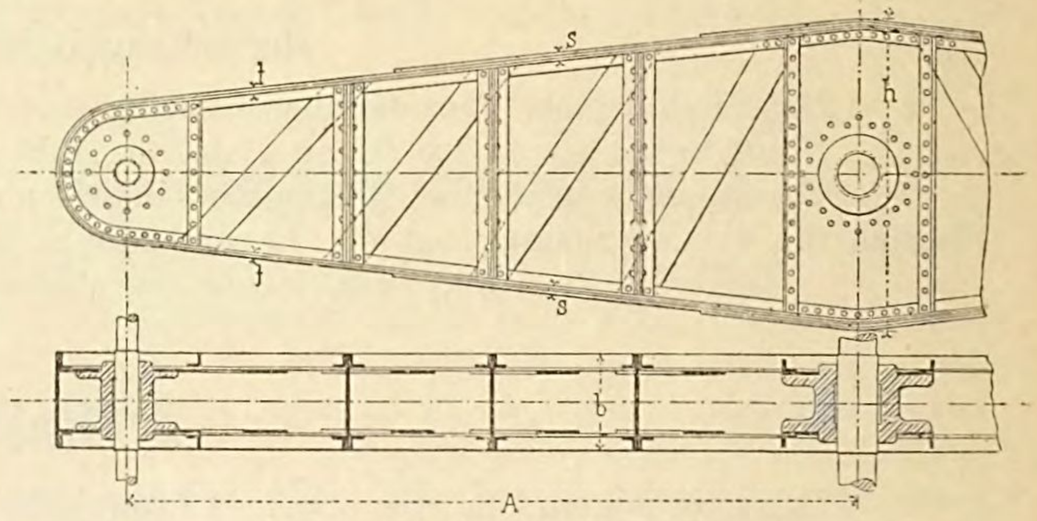


Fig. 580—581.

Herstellungskosten der Balanciers.

Die Modellkosten für zweischildige gusseiserne Balanciers betragen ungefähr 15 M pro m Länge an Lohn, 90—140 % davon an Holz.

Für einen einschildigen Balancier betragen die Modellkosten ungefähr $1\frac{1}{3}$ mal soviel als bei einem zweischildigen.

U. Klappen, Ventile und Hähne.

1. Klappen.

Klappen haben im Gegensatz zu Ventilen keine gleitende Bewegung, sondern drehen sich um eine Axe, die entweder durch ein wirkliches Scharnier oder durch die Elasticität und Biegsamkeit des Materials gebildet wird. Ganz von Metall finden sich die Klappen gegenwärtig selten; sie werden meist an den Sitzflächen mit Leder oder Gummi ausgerüstet oder noch öfter ganz von diesen Stoffen gebildet und nur zuweilen zum Zweck grösserer Steifigkeit und Schwere mit Metallplatten armirt.

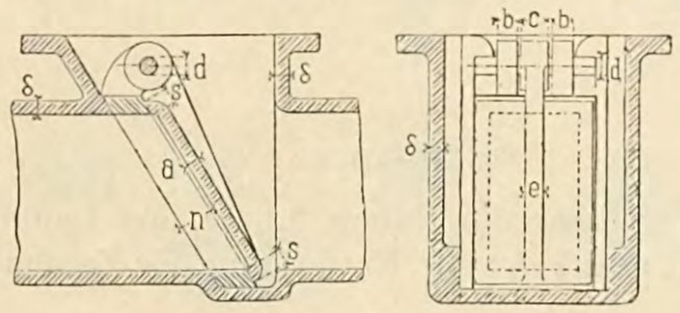


Fig. 582—583.

Metallklappen (Fig. 582—583) werden viereckig ausgeführt, bestehen aus Gusseisen oder (kleinere) aus Bronze. Man legt sie schräg zur Bewegungsrichtung der Flüssigkeit, einestheils, damit sie sich stets von selbst schliessen, anderntheils aber, dass sie bei verhältnissmässig geringer Oeffnung, die durch Anschläge begrenzt werden muss, grossen Durchflussquerschnitt gewähren. Der Oeffnungswinkel beträgt 30—40° und ist um so kleiner zu nehmen, je häufiger ein Spielwechsel eintritt. Die Wandstärke der Gehäuse ist gleich der der Rohrleitung, zu welcher sie gehören. Bezugseinheit: $s = 5 + \sqrt{D}$; $a = d = 0{,}6\,s$; $b = 1{,}2\,s$; $c = 1{,}8\,s$; $e = 0{,}8\,s$; $n = 2{,}4\,s$.

Die Anordnung eines **Lederklappenventils**, wie es sich bei Pumpen für Luft und kaltes Wasser findet, kann man leicht aus der Construction der Ventilkolben (vergl. Fig. 543—546 auf S. 87) ableiten. Die Lage der Klappen ist so zu wählen, dass die durchgehende Flüssigkeit stets die geringste Ablenkung und den geringsten Widerstand erleidet. Aus diesem Grunde legt man auch diese Klappen häufig unter einem spitzen Winkel gegen die Bewegungsrichtung der Flüssigkeit. Endlich können die Klappen ebensowohl am Umfang des gewöhnlich kreisförmig gebildeten Ventiles gehalten werden, während die inneren Enden aufklappen, als in den erwähnten Figuren der umgekehrte Fall gezeichnet ist.

Da Leder, obschon es bei kleinen Klappen schon in den stärksten Sorten, bei grösseren aber in zweifacher Lage Verwendung findet, viel zu biegsam ist, um grössere Oeffnungen gegen hohen Druck sicher abzuschliessen, so muss man die Lederscheiben mit Schmiedeeisenplatten verstärken; man bewirkt dies, indem man eine grössere und stärkere, die auch die Sitzflächen mit übergreift, darüber, eine kleine

schwächere darunter legt und beide mit Nieten oder gesicherten Schrauben verbindet. Bei geringem Druck giebt man den Lederscheiben nur dünne (2—3 mm starke) Versteifungsplatten oder wendet sie ohne Eisenarmatur an, muss aber dann die grösseren Oeffnungen durch Rippen, die die Klappen innerhalb der Ränder mehrfach stützen, in kleinere theilen.

Fig. 584—585 geben die Abbildung eines **Pyramidenventiles** mit drei in verschiedenen Ebenen liegenden ringförmigen Klappen, die beim Heben immer ihrer ursprünglichen Lage parallel bleiben. Bezugseinheit: $s = 5 + \sqrt{D}$; $e = 0{,}3$; $c = 0{,}36$; $a = 0{,}7$; $b = 0{,}8$; $f = 1{,}5$; $g = 1{,}9$; $h = 2{,}35$.

Gummiklappen sind besonders zweckmässig in warmem Wasser anzuwenden, wo Lederklappen untauglich werden, sind aber viel weniger dauerhaft und viel kostspieliger in der Unterhaltung als diese. Die Gummiplatten werden ohne Armirung angewendet und so angeordnet, dass sie auch noch in geschlossenem Zustande das Bestreben haben, einen vollständigen Schluss zu erzielen. Die Dicke der Gummiplatten (mit Leinwandeinlage) variirt zwischen 10 und 20 mm und geht noch darüber, je nach der Grösse der Ventile. Dieselben werden ebenso wie manche Lederklappen durch gitterförmig gestellte Rippen gehalten, deren Stützflächen sorgfältig abzuarbeiten und abzurunden sind, damit sie nicht in den Gummi einschneiden. Die Breite dieser Unterstützungsrippen wählt man zu 10—12 mm, ihre Höhe verhält sich zur Breite etwa wie 3 : 1.

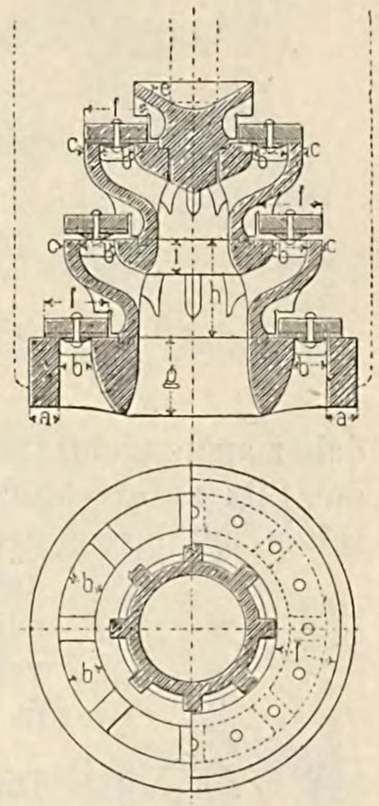


Fig. 584—585.

Die Befestigung der Platten geschieht wie diejenige der Lederklappen mittelst Brücken; dabei ist zu beachten, dass eine bedeutende Pressung ganz schädlich, eine ganz geringe aber vortheilhaft ist. Den Brücken giebt man bei Ventilen, die in Flüssigkeiten arbeiten, häufig gebogene durchbrochene Ansätze, die als Fänge dienen, den Hub der Klappen begrenzen und verhüten, dass sich dieselben zu hoch und zu scharf aufbiegen und brechen.

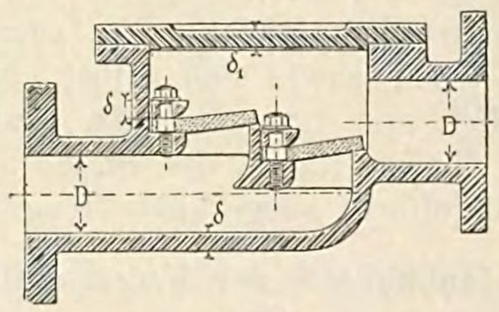


Fig. 586.

Fig. 586 zeigt die Ausführung eines einfachen **Gummiklappenventiles**. Sitzflächenbreite: $s = 5 + \sqrt{D}$. Bezüglich eines anderen ähnlichen siehe unter Kolben, Fig. 547.

Die Sitzbreite s der Ränder aller Klappen nehme man, wenn D in mm die Lichtweite des Ventiles bezeichnet: $s = 5\text{ mm} + \sqrt{D}$, auf welche Grösse als Einheit sich auch die beigegebenen Verhältnisswerthe beziehen.

2. Ventile.

Ventile haben, wie Klappen und Hähne, den Zweck, zeitweilig Oeffnungen abzuschliessen und den Durchgang durch dieselben zu verhindern, zu anderen Zeiten aber den Durchfluss zu gestatten. Ihre Bewegung wird in vielen Fällen durch äussere Kräfte, oft auch durch die abgeschlossene Flüssigkeit bewirkt. Die an Ventile zu stellenden Forderungen sind: dichter Verschluss in geschlossenem Zustande, leichte Beweglichkeit; sie sollen bei geringem Hube der Flüssigkeit möglichst ungehinderten Durchgang gewähren.

Das Material, aus welchen man die Ventilkörper bildet, ist fast ausschliesslich Rothguss, in den seltensten Fällen das stark der Abnutzung unterworfene Gusseisen; auch den Ventilsitz pflegt man gern aus jenem Metall oder aus weichem Weissguss, Holz oder Gummi zu machen. Behufs guter Dichtung sind Ventil- und Sitzfläche unter Zuhilfenahme von Schmirgel gut zusammenzupassen; viele müssen sogar wegen der Undichtheit erzeugenden Einflüsse, welche hohe Temperatur durch Materialausdehnung äussert, bei der Herstellung unter der zukünftigen mittleren Temperatur und Spannung eingeschliffen werden.

Hinsichtlich der **Sitzflächenbreite** sind die Ausführungen ziemlich verschieden. Die Einen nehmen sie — mit Rücksicht auf die vollkommenere Dichtung — so an, dass ihre Projection 4, höchstens 6 mm beträgt; Andere construiren die Sitzflächen wesentlich breiter, was sich in Anbetracht der verminderten Abnutzung rechtfertigen lässt. Nachstehende Regel giebt mittlere gebräuchliche Werthe. Man nehme die Sitzbreite s von einfachen Ventilen bei gegebener lichten Weite D des Zuleitungsrohres $s = 5 + \sqrt{D}$ in mm. Die Projection des Spiegelringes erhält eine Breite $s - 4$ mm, wenn man die Sitzflächen konisch macht. Bei Doppelsitzventilen finden sich dieselben Sitzbreiten, doch auch kleinere, nämlich bis zur Hälfte obiger Werthe.

Das Ventilgehäuse soll so construirt werden, dass das Ventil leicht zu besichtigen und herauszunehmen ist; der Deckel muss schnell lösbar sein.

Liegen zwei Ventile untereinander, so muss das obere so viel grösser als das untere sein, dass man, ohne den Ventilsitz des oberen entfernen zu müssen, das untere herausnehmen kann. Es ist weiter darauf zu achten, dass der Abfluss jedes Ventiles hinreichend hoch über den Ventilscheitel gelegt wird, damit kein Seitendruck durch die ein- oder ausströmende Flüssigkeit ausgeübt werden kann.

Einsitzige Ventile (vergl. Fig. 587). Die Ventilteller der einfachen Ventile bilden mehr oder weniger gewölbte Rotationskörper, deren Ränder oft eben oder als Kegelflächen mit einem Neigungs-

winkel von 45—50—55° gegen die Basis gebildet sind und zu den entsprechend gestalteten Ventilsitzflächen genau passen.

Die Führung bezweckt ein genaues Zurückfallen des Ventiles auf den Ventilsitz und wird unter oder über dem Teller bewirkt durch vier Führungsleisten, die noch häufig zur Vergrösserung der Reibungsflächen durch Führungsrippen eingesäumt werden. Diese Leisten sollen sich indessen nicht bis zu den Sitzflächen erstrecken, sondern von diesen durch eine eingedrehte Nuth getrennt sein, damit sich nicht Schmutz in die Ecken zwischen ihnen und den Sitzflächen setzen und den dichten Schluss aufheben kann.

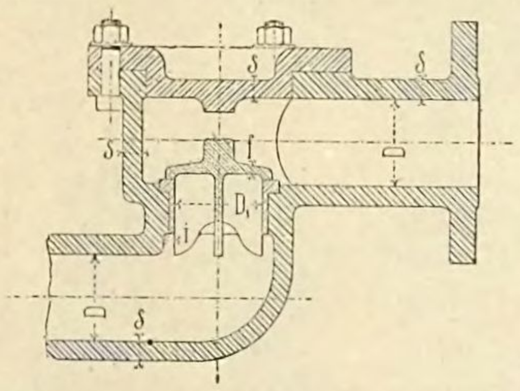


Fig. 587.

Damit das Ventil nicht aus seiner Führung herausgeschleudert werde, muss eine Begrenzung seines Hubes stattfinden; diese ist so zu bemessen, dass bei vollständiger Oeffnung des Ventiles der lichte Querschnitt der Durchgangsöffnung mindestens genau so gross ist, als der des Zuleitungsrohres. Der Hub ist deshalb $h \geqq \frac{D}{4}$ zu nehmen. Die Begrenzung geschieht durch einen am Deckel des Ventilgehäuses angegossenen Vorsprung, an welchen der Ventilkörper anschlägt; bei untereinander liegenden Ventilen begrenzt häufig das obere den Hub des unteren.

Kugelventile. An Stelle eines einfachen eingeschliffenen Deckels kann man auch eine Kugel verwenden (Fig. 588), welche keiner Führung bedarf, sich daher auch nicht festklemmt. Diesem Vortheil stehen als Nachtheile gegenüber, dass die Kugel nicht auf den Sitz aufgeschliffen werden kann und dass ihr Schwerpunkt infolge der ungleichen Dichte des Materiales selten mit ihrem geometrischen Mittelpunkte zusammenfällt, sie deshalb einseitig auf den Ventilsitz schlägt und diesen sowie sich selbst einseitig abnützt. Den Durchmesser nimmt man so klein als möglich und vermeidet ein Festklemmen der Kugel im Sitze mit Sicherheit, wenn der vom oberen Rande des Sitzes abgeschnittene Centriwinkel nicht grösser als 90° ist. Der in Bügelform ausgeführte Kugelfänger dient gleichzeitig zur Befestigung des Ventilsitzes. Die Hubhöhe h der Kugelventile nehme man gleich oder wenig grösser als $\frac{D}{4}$.

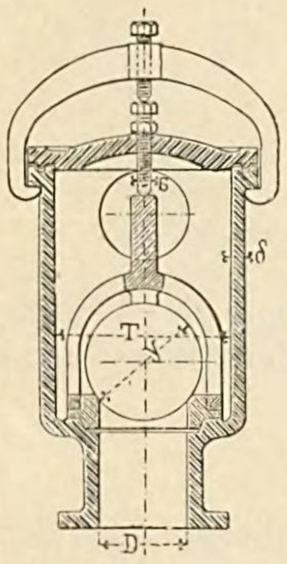


Fig. 588.

Wirkt bei einem gewöhnlichen Kegel- oder Kugelventil der Flüssigkeitsdruck in einer das Ventil auf seinen Sitz pressenden Richtung, so erfordert dessen Hebung eine äussere nicht unbedeutende Kraft, die der Ventilprojection proportional ist. Giebt man dem beweglichen Theile des Ventiles nicht nur eine, sondern mehrere Sitzflächen, die unter Umständen concentrisch untereinander liegen, so erhält man die **mehrsitzigen Ventile.** Der Flüssigkeitsdurchfluss findet durch so viele ringförmige Oeffnungen statt, als das Ventil getrennte Sitzflächen hat. Hierauf gründet sich der Vortheil dieser Ventile, dass sie bei gleichem Durchmesser und gleicher Durchflussöffnung geringeren Hubes bedürfen als einfache Ventile (Die Hubhöhe h ist $= 1/8\ D$ bis $3/16\ D$ zu wählen). Wenn man ausserdem die Sitzflächen in nahezu gleicher Grösse bildet, so hat man darin ein Mittel, zu ihrer Bewegung nur sehr geringer Hebekraft zu bedürfen, indem diese nur proportional der Differenz der Spiegelprojectionen des Ventiles ist (Steuerventile).

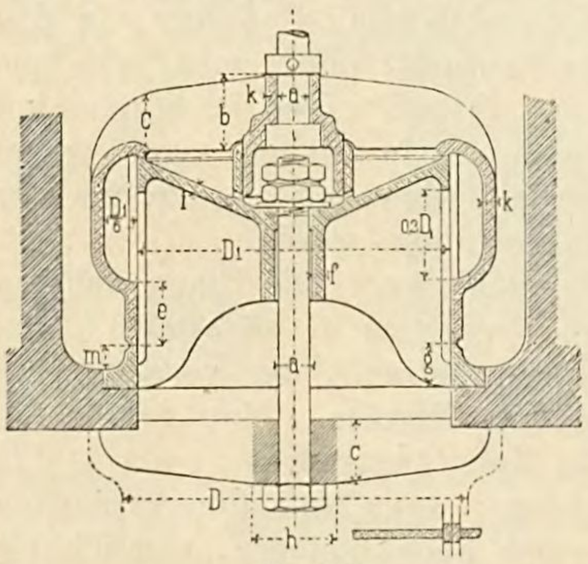


Fig. 590.

Puppen- oder **Dockenventil** (**Hornblowerventil**) Fig. 589. Damit dasselbe genau äquilibrirt werden kann, ist es nicht wie die älteren Arten mit Rippen versehen, die schwer zu bearbeiten sind, sondern als Rotationskörper und zugleich in zwei Stücken gebildet, die durch Schrauben zusammengehalten werden. Der mittlere Durchmesser D_1 des Ventils wird $\geqq 0{,}8\ D$, wenn sein Hub $h = 1/8\ D - 3/16\ D$, wobei D der Durchmesser des Zuleitungsrohres ist. Die Flüssigkeit wird in verticaler Richtung in das Gehäuse ein-, seitlich weggeführt.

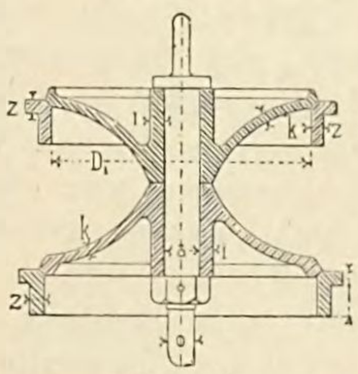


Fig. 589.

Glockenventil oder **Gros'sches Ventil** (Fig. 590). Der Ventilstuhl, d. i. der Körper, an welchem die Ventilsitze angebracht sind, wird im Gehäuse aufgeschliffen und durch eine Schraube angepresst, die gewöhnlich in einer darunter liegenden schmiedeeisernen Brücke ihre Stütze findet. Die Führung des eigentlichen Ventiles übernehmen meist vier Rippen, welche an ihren äusseren führenden Rändern zur Verringerung der Abnutzung mit breiten Säumen versehen werden. Die Glocke wird oben zur Erhöhung der Steifigkeit mit einem cylindrischen Ring oder mit Rippen versehen und zur Verhütung von Formveränderungen auch noch in ihrer ganzen Länge zweckmässig mit radialen Rippen verstärkt. Die Glocke hängt am cylindrischen oder halbkugelförmigen Kopf der Ventilstange, soll in der Bewegungsrichtung an dieser kein Spiel haben, wohl aber senkrecht dazu, um durch eine geringe seitliche Bewegung

etwaige Ungenauigkeiten in der Aufstellung ausgleichen zu können. Der Durchmesser des Ventiles $D_1 \geqq D$; der Hub $^1/_8 D — ^3/_{16} D$, wenn D der Rohrdurchmesser. Die Zuleitung der Flüssigkeit erfolgt seitlich, die Abführung nach unten.

Rohrventil (Fig. 591). Infolge der röhrenförmigen Gestalt des Ventilkörpers vermag die Flüssigkeit, die von unten eingeführt wird, durch diesen hindurchzufliessen und bei erfolgendem Hube durch die ringförmigen Oeffnungen seitlich abgeführt zu werden. Häufig findet man das Ventil in der Mitte normal zur Axe getheilt und zusammengeschraubt, wodurch die Möglichkeit geboten ist, die Differenz in der Grösse der Ventilsitze noch geringer zu machen, als in dem durch die Figur veranschaulichten Falle. Betreffs der sonstigen Construction und Anordnung gilt auch hier das bereits früher Gesagte.

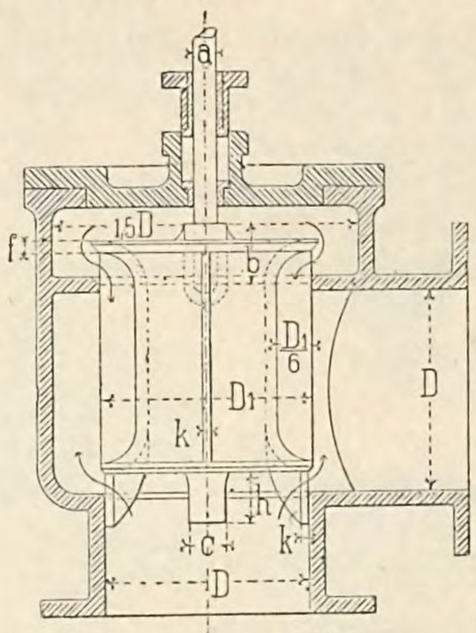


Fig. 591.

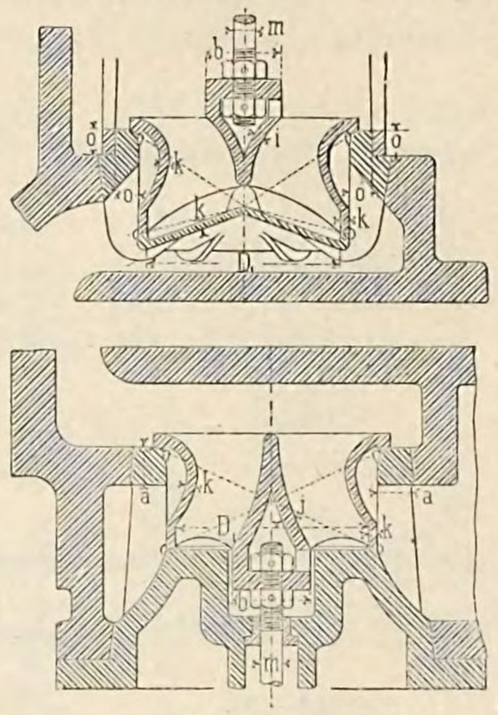


Fig. 592—593.

Laternenventil. Um die Einwirkung der Ausdehnung durch Wärme auf den dichten Schluss unschädlich zu machen, verbindet man oft beide Sitze durch ein längsgeschlitztes Rohr von gleichem Material wie der Ventilkörper. Die Summe der Schlitzquerschnitte ist $\geqq$ Rohrquerschnitt zu machen.

Diese Temperatureinflüsse werden durch die **Ventile** von **Collmann** (Fig. 592—593) in ebenso vollkommener Weise ausgeglichen. Da sich der Spitzenwinkel eines Konus bei der Ausdehnung durch Erwärmung nicht verändert und die gemeinschaftlichen Konusspitzen zweier zusammenfallenden Konusflächen auch nach ungleicher Ausdehnung gemeinschaftlich bleiben, so werden sich stets Punkte, die in den zusammengehörigen Flächen liegen, berühren und einen dichten Schluss erzeugen müssen. Diese Ventile werden daher so gebildet, dass die Spitze des oberen Konuspaares mit der Spitze des unteren Paares zusammenfällt und es ist dabei gleichgültig, wo dieser Punkt in der Ventilaxe liegt.

Tabelle der Ventildimensionen.

Bezugseinheit $= 5 + \sqrt{D}$ in mm.

D	$5+\sqrt{D}=1$	$k=0{,}4$	$z=0{,}45$	$i=0{,}5$	$f=0{,}6$	$m=0{,}8$	$o=1$	$a=1{,}3$	$c=e=2$	$g=2{,}5$	$h=2{,}8$	$b=3$	$t=\frac{D_1}{6}$	$0{,}3\,D_1$	$1{,}5\,D_1$
100	15	6	7	8	9	12	15	20	30	38	42	45	17	30	150
125	16	6,5	7	8	10	13	16	21	32	40	45	48	21	38	188
150	17	7	8	9	10,5	14	17	22	34	43	48	51	25	45	225
175	18	7	8	9	11	14,5	18	23,5	36	45	50	54	29	53	262
200	19	7,5	9	10	11,5	15	19	25	38	48	54	57	33	60	300
225	20	8	9	10	12	16	20	26	40	50	56	60	38	68	338
250	21	8,5	10	11	12,5	17	21	27	42	53	59	63	42	75	375
275	22	9	10	11	13	18	22	28,5	44	55	62	66	46	82	412
300	23	9	10	11,5	14	18,5	23	30	46	58	64	69	50	90	450
325	23	9,5	11	11,5	14	18,5	23	30	46	58	64	69	54	98	488
350	24	9,5	11	12	14,5	19	24	31	48	60	67	72	58	105	525
375	24	10	11	12	14,5	19	24	31	48	60	67	72	63	113	562
400	25	10	12	13	15	20	25	32,5	50	62	70	75	67	120	600

3. Hähne.

Bei Hähnen wird der Ventilspiegel nach einem Kegelstumpf gebildet. Der drehbare Theil des Hahnes heisst das **Kücken** oder der **Hahnschlüssel**, der ihn umgebende Theil das **Hahngehäuse**. Die Wandstärke δ des gusseisernen Gehäuses, wie solches bei grossen Hähnen in Anwendung kommt, ist gleich der Rohrwandstärke, diejenige des bronzenen Gehäuses der kleineren Ventile nur 0,7 davon. Da der Hahn aus Rothguss oder Messing stets an dem gleichen Metall gleiten soll, muss man das gusseiserne Gehäuse mit Rothguss ausbüchsen, was durch Einsetzen mit Mennigekitt auf rauh gedrehtem Schnitt geschehen kann.

Das Gehäuse wird konisch gebohrt und der Hahnkegel aus Bronze passend dazu gedreht, schliesslich beide Theile zusammengeschmirgelt. Richtig schliessende Hähne erhält man nur, wenn man beide Theile, soweit sie aneinander liegen, konisch gestaltet, dem Hahn aber, soweit er über den konischen Theil des Gehäuses reicht, und letzterem in dem Theil unter dem Hahnkegel cylindrische Form giebt. Ferner ist es für den dichten Schluss zweckmässig, jenen konischen Theil des Gehäuses etwas kräftiger auszubilden als die übrigen Partieen.

Der **einfache Durchgangshahn** ist durch Fig. 594—595 veranschaulicht. Den nöthigen Andruck bewirkt man durch Anziehen der unteren Mutter, deren Unterlegscheibe durch den vierkantigen Ansatz des Hahnkörpers gezwungen ist, sich mit ihm zu drehen und daher kein Bestreben hat, jene zu lösen. Zur Bewegung des Hahnes dient ein auf den oberen viereckigen Hahnansatz aufgesetzter Schlüssel.

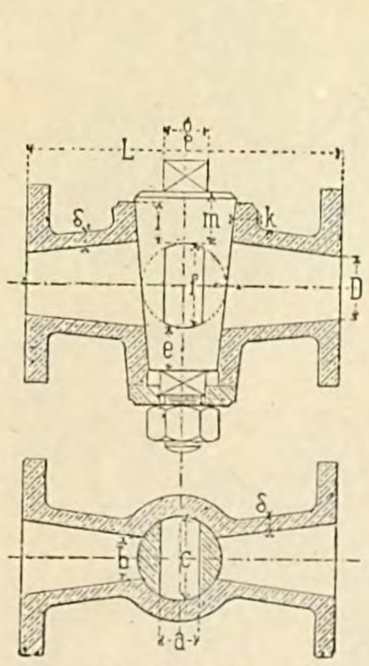


Fig. 594—595.

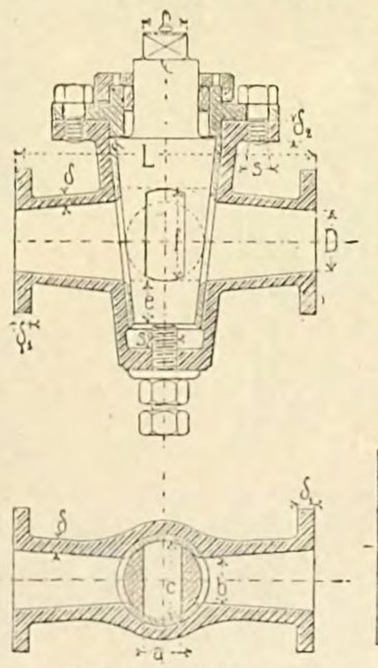


Fig. 596—597.

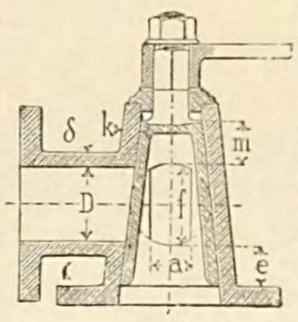


Fig. 598.

Einen vollkommen dichten Schluss gegen das Austreten der Flüssigkeit nach aussen gewährt der **Stopfbüchshahn** (Fig. 596—597). Das Eindichten des Hahnes geschieht in entsprechender Weise durch Anziehen der Stopfbüchse, ein zu starkes Einpressen verhindert aber eine unten eingeschraubte, genau einstellbare Schraube.

Fig. 598 zeigt einen **Hahn** mit **Hohlschlüssel**, als Einspritzhahn für Condensatoren anwendbar.

Der mittlere Hahnkegel- (Schlüssel-) Durchmesser ist zu $^4/_3$ der Rohrweite anzunehmen, der Anzug des Schlüssels auf jeder Seite zu $^1/_9$. Die Durchlassöffnung ist länglich, um die Schlüsseldicke klein zu erhalten. Der Hohlraum des Gehäuses wird aus der kreiscylindrischen Form in die jener Hahnöffnung entsprechende übergeführt, damit bei vollständiger Eröffnung keine plötzliche Querschnittsänderung eintritt. Die Flanschen des Gehäuses sind wie diejenigen der Röhren zu nehmen.

Bezugseinheit für die Hähne (Fig. 594—598) ist der Rohrdurchmesser $D = 1$; $a = b = 0{,}6\ D$; $c = 1{,}33\ D$; $e = 0{,}7\ D$; $f = 1{,}2\ D$; $g = 0{,}6\ D$; $i = 0{,}7\ D$; $k = 0{,}1\ D + 10$ mm; $m = 0{,}75\ D$; $L = 4{,}5\ D$ bis $5\ D$.

Herstellungskosten der Hähne, Ventile und Klappen.

Man berechnet bei Hähnen im Durchschnitt: Roth- oder Gelbguss 1 kg = 400—600 ℳ; gusseiserne Hahngehäuse: 1 kg = 45—80 ℳ.

Für gewöhnliche Durchgangsventile veranschlagt man nach v. Reiche: Gusseisen, 1 kg = 42—45 ℳ; Rothguss, 1 kg = 500—600 ℳ; Schmiedeeisen oder Gusstahl, 1 kg = 200—400 ℳ; Gitter für Gummiklappen, 1 kg = 50—55 ℳ.

Für Doppelsitzventile (Glockenventile) beträgt der Modellohn: ℳ = 600 + 4 D; der Holzwerth 0,25—0,50 des Lohnes.

Zweisitzige Ventile, wie Tellerventile und Glockenventile drehen: ℳ = 2,85 D—10, wobei D, der Ventildurchmesser, in mm.

Die Modellkosten der Rahmen von Klappen betragen nach v. Reiche: ℳ = 0,8 U—1,1 U, bei U mm Umfang.

V. Röhren und Röhrenverbindungen.

Das zu Röhren verwendete Material ist Gusstahl, Schmiedeeisen, Gusseisen, Bronze, Kupfer, Blei, Holz und Thon, aber in maschinellen Anlagen finden hauptsächlich Schmiedeeisen und Gusseisen Benutzung. Bei all diesen Röhren sind für kleine Pressungen die erforderlichen Wandstärken so gering, dass nicht jene Drücke massgebend sein können, sondern die Rücksicht auf die Herstellung die nothwendigen Wandstärken vorschreibt. Diese sind nach folgenden empirischen Formeln zu wählen, worin δ die Wandstärke, D den Durchmesser des Rohres bezeichnet:

Für gusseiserne Wasser- und Gasleitungsröhren: $\delta = 8 + \frac{D}{80}$;

für gusseiserne Dampfleitungsröhren und für Luftpumpencylinder: $\delta = 12 + \frac{D}{50}$;

für gusseiserne Dampfcylinder und ausgebohrte Pumpenstiefel: $\delta = 20 + \frac{D}{100}$.

Schmiedeeiserne gezogene Wasser- und Gasröhren kommen meist bis 150 mm lichter Weite zur Anwendung und erhalten eine Wandstärke: $\delta = 2 + \frac{D}{12}$. Kupfer- und Messingröhren: $\delta = 1 + \frac{D}{24}$. Bleiröhren: $\delta = 3$—6 mm.

Röhren, die besonders hohen Drücken ausgesetzt sind, müssen hinsichtlich ihrer Wandstärken den auf sie wirkenden Kräften entsprechend berechnet und construirt werden.

Röhren mit hohem inneren Druck erhalten ihre Wandstärke nach der Formel von Lamé: $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{2}\left(\sqrt{\frac{S+p}{S-p}} - 1\right)$; hierin bezeichnet p den inneren Flächendruck pro qmm; S die grösste Materialspannung in der Rohrwand in kg, D den lichten Durchmesser der Röhre in mm. Die Festigkeit eines röhrenförmigen Gefässes ist in der Querrichtung doppelt so gross als in der Längsrichtung, parallel zur Axe.

Für kugelförmige Gefässe gilt nach Lamé: $\frac{\delta_1}{D_1} = \frac{1}{2}\left(\sqrt[3]{\frac{2\,(S+p)}{2\,S-p}} - 1\right)$; D_1 lichte Weite in mm; diese Gefässe haben bei gleicher Sicherheit weit geringere Wandstärken nöthig als röhrenförmige.

Man hat zu nehmen für S bei Anwendung von

Gusseisen . . .	3— 5 kg pro qmm,	Bronze	2—3,5 kg pro qmm,
Schmiedeeisen . .	8—10 „ „ „	Kupfer	2—2,5 „ „ „
Gusstahl	13—20 „ „ „		

Röhren mit äusserem Druck. Die Grösse des die Zerquetschung herbeiführenden äusseren Ueberdruckes ist nach Fairbairn's Versuchen $p = \frac{n}{100} = 367937\,\frac{\delta^{2,19}}{l\,D}$, wobei p der Druck in kg pro qmm; l die Länge, D der Durchmesser des Rohres, n der Atmosphärenüberdruck.

Eine vielfach gebräuchliche Röhrenverbindung (**Muffenverbindung**) zeigt Fig. 599. Der wulstförmige Ansatz dient zur Centrirung der einen Röhre in der nur unerheblich weiteren Muffe der anderen. Will man Röhren ohne Wulst verwenden, so formt man den Uebergang von der Muffe in die eigentliche Röhre konisch sich verjüngend und treibt dann das glatte Röhrenende bis in diese trichterförmige Verengung. Zweckmässig ist die Anwendung dieses konischen Ueberganges auch bei den Wulströhren (welche hinter dem Wulst noch einen kurzen cylindrischen oder konischen Fortsatz haben können), um an ihrer Stelle mit gleicher Bequemlichkeit abgehauene Röhren verlegen zu können. Die Dichtung geschieht durch eingelegte Windungen von Wergtheerseilen, auf welche ein eingegossener Ring von weichem Blei mittelst stumpfer Stemmeisen kräftig aufgetrieben wird. Damit die Röhren zu ihrer Ausdehnung und Zusammenziehung infolge von Temperaturwechsel Spielraum haben, lässt man häufig dem einen Rohrende einen kleinen Raum in der Muffe zur Verschiebung in seiner Längenrichtung.

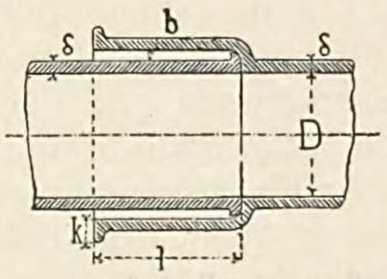


Fig. 599.

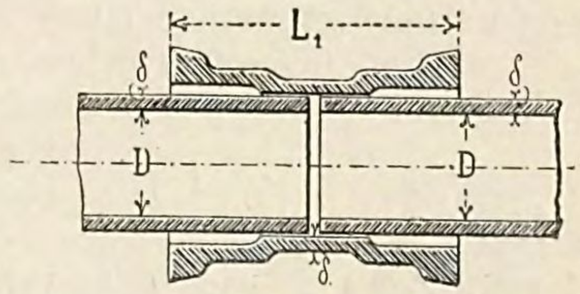


Fig. 600.

Bei Rohrsträngen mit einfacher Muffenverbindung bedarf es bei der Auswechselung einzelner Röhren jedesmal der Hebung einer grösseren Rohrlänge, um hinreichenden Platz zum Herausziehen und Einsetzen der Röhren zu bekommen. Dies umgeht man bei Benutzung von **Doppelmuffen** (Fig. 600) — Verbindungen von je zwei einzelnen Muffen — welche über die stumpf aneinandergestossenen Rohre gesteckt und wie gewöhnliche Muffen gedichtet werden. Eine einfache Verschiebung der Muffe genügt, um die Rohre ohne Beschwerden auswechseln zu können.

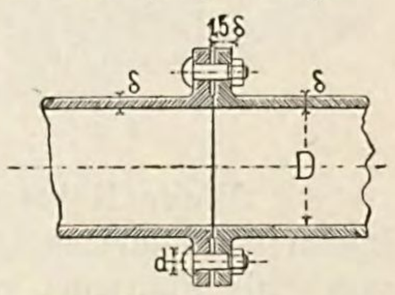


Fig. 601.

Die erwähnten Röhren mit Bleidichtung sind nur verwendbar bei Wasser- und Gasleitungen. Da Dampf das Blei leicht zerstört, bedient man sich zu dessen Leitung einer Dichtung von fest eingeschlagenem Rostkitt oder der sogenannten **Flanschröhren,** von denen eine in Fig. 601 dargestellt ist. Die Arbeits- oder Dichtungsleiste zwischen den Schraubenlöchern und dem inneren Rohrrand kann man auch weglassen und werden dann die Flanschen mit ihren ganzen bearbeiteten Vorderflächen zusammengestossen. Die Verbindung geschieht durch Schrauben, deren Anzahl $i = 3 + \frac{D}{50}$ ist, deren Stärke man für den Flüssigkeitsdruck berechnet, welcher auf einen das Rohr verschliessenden Deckel kommen würde. Die Schraubenlöcher macht man viereckig oder rund. Die Flanschen finden sich meist in runder Form, häufig aber auch als Ohrflanschen mit zwei, drei und vier Ohren, je nach der Anzahl der Schrauben. Vergl. hierüber auch die S. 99 angeführte Tabelle des Vereins deutscher Ingenieure und des Vereins der Gas- und Wasserfachmänner Deutschlands.

Die Dichtung besteht häufig aus einem mit Hanf umwickelten und mit Mennigekitt bestrichenen

BIBLIOTHEK REGIA

Schmiedeeisenring, welcher zwischen die hierbei unbearbeiteten Flanschen gelegt wird. Bei vollständig abgedrehten Flanschen benutzt man Bindfaden, Leinwand oder Pappe, mit Mennigekitt bestrichen, oder Gummiringe, welche wie jene zwischen die Flanschen gelegt werden, häufig aber noch von aussen gestützt werden müssen gegen den auf sie wirkenden Druck der Flüssigkeit. Bei langen, vertical stehenden Rohrleitungen sind die Flanschen für solche elastische Dichtungen so herzurichten, dass letztere nicht über eine gewisse Grenze gepresst werden und sich die Röhren mit ihren vorspringenden Rändern aufeinander setzen.

Gasrohre werden innen und aussen getheert, Wasserrohre ebenfalls getheert oder asphaltirt, zum Schutz gegen das Rosten.

Unter Baulänge der Röhren versteht man die Entfernung zweier Stossfugen voneinander. Siehe hierüber nachstehende Tabelle.

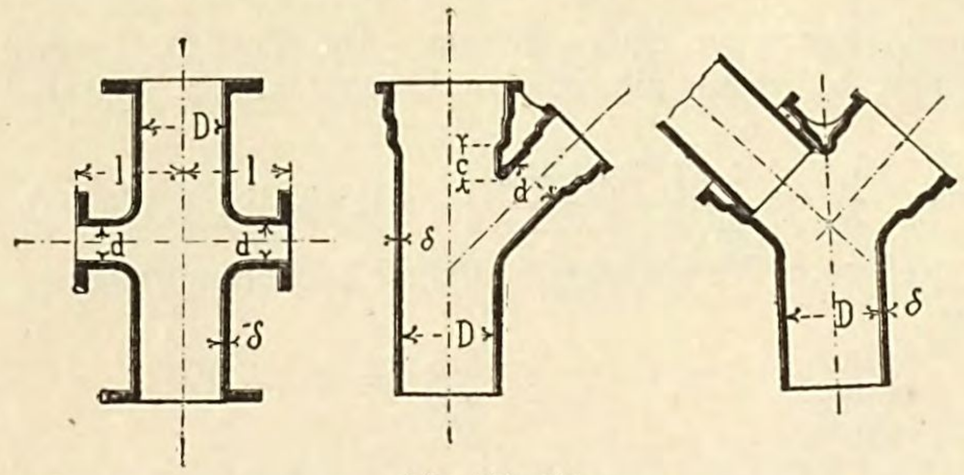


Fig. 602—604.

Abänderungen in der Richtung werden durch krumme Röhren (Krümmer) hergestellt, die nach möglichst grossem Radius zu bilden sind; scharf umgebogene Rohre, Kniestücke und Kniebildungen sind möglichst zu vermeiden. Abzweigungen giebt man bei Wasserleitungen möglichst tangentialen Anschluss; für Gasröhren geringerer Bedeutung dagegen kommen auch häufig rechtwinkelige Anschlüsse vor. Wie hier mit Muffen, so können natürlich die Röhren mit Flanschen verbunden werden. Die Schraubenlöcher sind systematisch so zu stellen, dass Krümmer, T-Stücke u. s. w. immer mindestens in zwei Richtungen sich anschrauben lassen, und dies erreicht man, wenn die Ebene der geometrischen Axen dieser Röhren entweder immer durch zwei Schraubenlöcher einer Flansche oder genau mitten zwischen zwei solchen hindurchgeht. (Vergl. Fig. 602—604.)

Bequemer als die Anwendung eines gewöhnlichen festen Kniees, welches für jeden Winkel besonders geformt werden muss, ist die eines sogenannten Universalröhrenkniees.

Fig. 605—606 geben das nur für dünne Röhren verwendbare **Universalröhrenknie** von **Royle**. Sehr leicht lässt sich das nämliche Princip auch auf grössere Rohre anwenden (Universalröhrenknie von Brown), wenn man die beiden Kniehälften mit Flanschen versieht und die einfache Stiftschraube durch eine hinreichende Anzahl Flanschschrauben ersetzt.

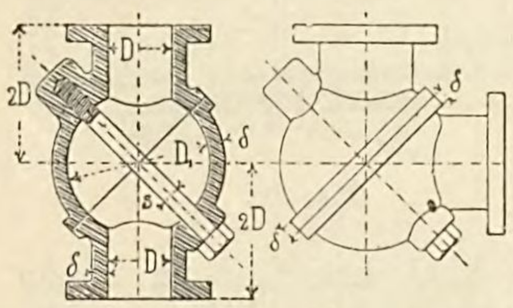


Fig. 605—606.

Da Flanschenröhren sich nicht gegeneinander in der Richtung ihrer Länge verschieben können, so müssen in längere Leitungen, die bedeutenden Temperaturwechseln unterworfen sind, verschiebbare Verbindungen eingeschaltet werden, die Ausdehnung und Zusammenziehung der Röhren gestatten. Eine solche **Compensationsvorrichtung** für Dampfröhren, die ganz nach Art der Stopfbüchsen eingerichtet ist, zeigt Fig. 607. Eine andere für Wasserleitungsröhren passende giebt Fig. 608; dieselbe wird mittelst eines Lederstulpes gedichtet, der durch den Wasserdruck an die Rohrwandung angepresst wird.

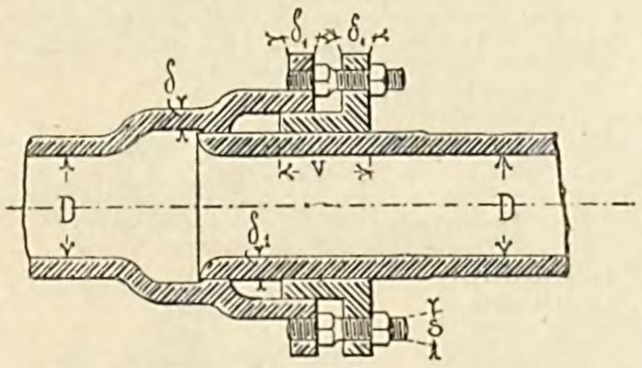


Fig. 607.

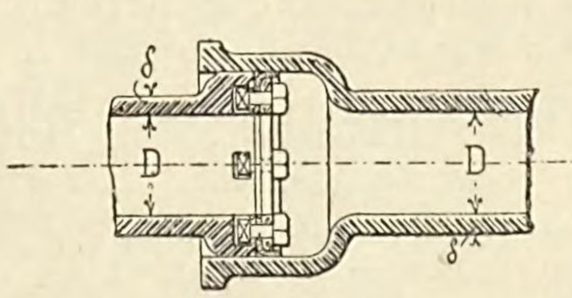


Fig. 608.

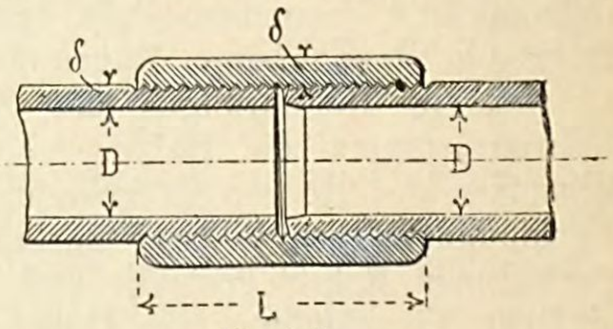
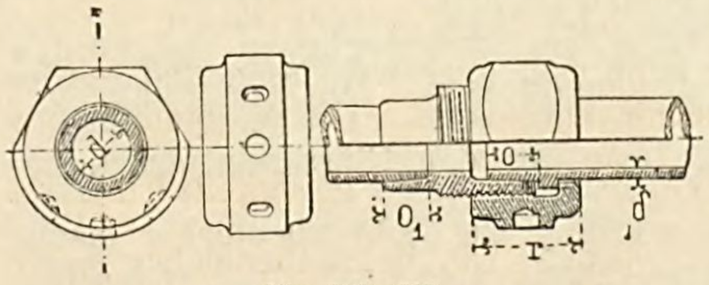


Fig. 609.

Weite Röhren werden mit den Enden übereinander genietet. (Siehe Bd. I unter „Dampfkessel“.) Starke schmiedeeiserne Röhren werden zum Zweck der Verbindung an den Enden umgebördelt, oder erhalten als Flanschen angenietete Winkeleisen oder ebenso gestaltete gusseiserne Ringe. Die Schenkellänge derselben ist $1\,^7/_8\,d$—$2\,d$, ihre Dicke bei Schmiedeeisen $^5/_8\,d$, bei Gusseisen d—$^9/_8\,d$ (wobei d der Schraubendurchmesser).



Fig, 610—612.

Dünnere gezogene Schmiedeeisenröhren werden an den Enden mit Schraubengewinde versehen und durch übergeschraubte (seltener eingeschraubte) Muffen (Fig. 609) verbunden. Der scharfe Rand des einen Rohres wird behufs der Dichtung kräftig an die Gegenwand angepresst. Muffenwandstärke gleich der Rohrwandstärke δ, Länge $l = 0{,}4\,D + 40$ mm. Die Baulänge der schmiedeeisernen Röhren geht bis zu 3 und 4 m. Die Verbindung anderer Röhren, hauptsächlich Bleiröhren, bewirkt man mit übergeschobenen losen Flanschen aus Schmiedeeisen, welche die umgeschlagenen Ränder der Röhren

Normal-Tabelle für gusseiserne Flanschen- und Muffenrohre, Ventile, Hähne und Schieber.

Lichter Durchmesser D	Normal-Wandstärke δ für 6—7 At	Flanschenrohre														Muffenrohre								Schieber, Hähne und Ventile		
		Flanschendurchmesser	Flanschendicke	Schrauben-Lochkreisdurchmesser	Schrauben			Länge ohne Kopf	Durchmesser der Schraubenlöcher	Baulänge	Gewicht eines Rohres (abgerundet)	Gewicht einer Flansche nebst Anschluss (abgerundet)	Gewicht von 1 m Rohr excl. Flansche	Schenkellänge der Krümmungs- und T-Stücke $L = D + 100$	Dichtungsleiste, falls beliebt		Aeusserer Muffendurchmesser	Innerer Muffendurchmesser	Tiefe der Muffe	Gewicht pro laufenden m excl. Muffe	Gewicht der Muffe	Gewicht pro laufenden m Baulänge incl. Muffe	Dasselbe (abgerundet)	Baulänge	Schieberlänge von Flansche zu Flansche $D + 200$	Durchgangsventile u. gusseiserne Hähne; Länge von Flansche zu Flansche $2D + 100$	Eckventile; Länge der Schenkel von Mitte bis Flansche $D + 50$
					Anzahl	Stärke in mm	Stärke in engl. Zoll								Breite	Höhe											
mm	mm	mm	mm	mm				mm	mm	m	kg	kg	kg	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	kg	kg	kg	m	mm	mm	mm
40	8	150	18	115	4	13	1/2	70	15	2	21,4	2	8,75	140	25	3	120	69	74	8,75	2,00	9,75	10	2	240	180	90
50	8	160	18	125	4	15,5	5/8	75	17	2	25,5	2,2	10,58	150	25	3	132	81	77	10,58	2,60	11,88	12	2	250	220	100
60	8,5	175	19	135	4	15,5	5/8	75	17	2	45	2,7	13,26	160	25	3	143	91	80	13,26	3,15	14,83	15	3	260	220	110
70	8,5	185	19	145	4	15,5	5/8	80	17	2	51,4	2,9	15,20	170	25	3	153	101	82	15,195	3,70	17,05	17	3	270	240	120
80	9	200	20	160	4	15,5	5/8	80	17	3	61,7	3,5	18,25	180	25	3	164	112	83	18,25	4,32	19,70	20	3	280	260	130
90	9	215	20	170	4	15,5	5/8	80	17	3	68,8	4	20,30	190	25	3	175	122	86	20,30	5,00	21,83	22	3	290	280	140
100	9	230	20	180	4	19	3/4	90	21	3	76	4,4	22,32	200	28	3	186	133	88	22,32	5,80	24,25	24,5	3	300	300	150
125	10	260	21	210	4	19	3/4	90	21	3	98	5,6	28,94	225	28	3	213	158	91	28,94	7,34	31,38	32	3	325	350	175
150	10	290	22	240	6	19	3/4	90	21	3	122	6,9	36,45	250	28	3	242	185	94	36,45	8,90	39,06	39	3	350	400	200
175	10,5	320	22	270	6	19	3/4	90	21	3	149	8	44,38	275	30	3	270	211	97	44,38	10,61	47,90	48	3	375	450	225
200	11	350	23	300	6	19	3/4	90	21	3	178	9,6	52,91	300	30	3	299	238	99	52,91	12,33	57,00	57	3	400	500	250
225	11,5	370	23	320	6	19	3/4	90	21	3	206	9,9	61,96	325	30	3	315	264	100	61,96	14,32	66,73	67	3	425	550	275
250	12	400	24	350	8	19	3/4	95	21	3	238	11,6	71,61	350	30	3	351	291	101	71,61	16,32	77,09	77	3	450	600	300
275	12,5	425	25	375	8	19	3/4	95	21	3	273	12,9	82,30	375	30	3	378	317	102	82,30	19,12	88,67	89	3	475	650	325
300	13	450	25	400	8	19	3/4	95	21	3	306	13,7	93,00	400	30	3	406	343	104	93,00	21,93	100,00	100	3	500	700	350
325	13,5	490	26	435	10	22,5	7/8	105	25	3	343	17,2	102,87	425	35	4	433	368	105	102,87	24,91	111,17	111	3	525	750	375
350	14	520	26	465	10	22,5	7/8	105	25	3	376	18,9	112,75	450	35	4	460	394	106	112,75	27,90	122,06	122	3	550	800	400
375	14	550	27	495	10	22,5	7/8	105	25	3	415	21,5	124,04	475	35	4	489	421	107	124,04	30,00	134,04	134	3	575	850	425
400	14,5	575	27	520	10	22,5	7/8	105	25	3	456	22,6	136,85	500	35	4	518	448	109	136,85	34,09	147,21	148	3	600	900	450
425	14,5	600	28	545	12	22,5	7/8	105	25	3	484	24,5	145,16	525	35	4	545	473	110	145,16	37,27	157,58	158	3	625	950	475
450	15	630	28	570	12	22,5	7/8	105	25	3	539	26,5	162,00	550	35	4	573	499	111	162,00	40,45	175,53	176	3	650	1000	500
475	15,5	655	29	600	12	22,5	7/8	105	25	3	582	28,6	178,84	575	40	4	600	525	112	174,84	44,09	189,54	190	3	675	1050	525
500	16	680	30	625	12	22,5	7/8	105	25	3	624	30,7	187,68	600	40	4	628	551	114	187,68	47,74	204,13	204	3	700	1100	550
550	16,5	740	33	675	14	26	1	120	28,5	3	723	39	214,97	—	40	5	682	603	116	214,97	55,33	233,43	234	3	750	—	—
600	17	790	33	725	16	26	1	120	28,5	3	813	42	243,28	—	40	5	736	655	119	243,28	63,52	264,46	265	3	800	—	—
650	18	840	33	775	18	26	1	120	28,5	3	916	43	276,60	—	40	5	791	707	122	276,60	73,47	301,08	301	3	850	—	—
700	19	900	33	830	18	26	1	120	28,5	3	1034	50	311,27	—	40	5	846	759	125	311,27	84,63	339,45	340	3	900	—	—
750	20	950	33	880	20	26	1	120	28,5	3	1148	53	347,96	—	40	5	897	812	127	347,96	94,40	379,44	380	3	950	—	—
800	21	1020	36	940	20	29,5	1 1/8	130	32	3	1297	68	387,10	—	45	5	949	866	129	387,10	104,64	421,98	422	3	1000	—	—
900	22,5	1120	36	1040	22	29,5	1 1/8	130	32	3	1567	74	472,81	—	45	5	1066	968	134	472,81	135,94	518,15	518	3	1100	—	—
1000	24	1220	36	1140	24	29,5	1 1/8	130	32	3	1872	96	560,00	—	45	5	1177	1074	140	560,00	168,47	616,21	616	3	1200	—	—

gegeneinander pressen und durch eine übergesteckte Schraubenmuffe zusammengezogen werden, oder durch sogenannte Ueberwurfmuttern, welche sich lose auf dem Ende der einen Röhre drehen, während sie sich über ein mit Schraubengewinde versehenes Ansatzstück des anderen Röhrenendes schieben. In die schwach konische Oeffnung dieses Ansatzstückes wird das entsprechend gebildete andere Rohrende bis zum dichten Schluss hineingepresst (Fig. 610—612).

Herstellungskosten der Röhren.

Für Abstechen einer Rohrflansche: $\mathfrak{M} = 0{,}5\,D - 30$.

Für Abstechen und Ueberdrehen einer Rohrflansche: $\mathfrak{M} = 0{,}46\,D - 10$.

Für Hobeln einer Rohrflansche: $\mathfrak{M} = 0{,}82\,D - 5$, wenn D der lichte Rohrdurchmesser in mm ist.

Für die Bearbeitung von Hand (Hauen und Feilen) kann man rechnen: 0,0025 $\mathfrak{M}$ pro qmm bearbeitete Fläche.

Für gusseiserne Muffenröhren ist der Preis pro 1 kg = 18 $\mathfrak{M}$ und darunter.

Für gusseiserne Flanschenröhren pro 1 kg: $\mathfrak{M} = \frac{15000}{D + 500}$ (D = Röhrendurchmesser in mm). Krümmer und andere Façonröhren kosten 15—40 % mehr. Schmiedeeiserne Röhren in den Weiten von 40—55 mm Durchmesser, mit Wandstärken von 2—3 mm kosten (nach v. Reiche) pro 1 kg: 180—190 $\mathfrak{M}$.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Cremer, Chr., Durchschnittspreise für Accordarbeiten in Maschinenfabriken. Leipzig 1880. Baumgärtner.

Grove, Otto, Formeln, Tabellen und Skizzen für das Entwerfen einfacher Maschinentheile. Hannover 1879. Schmorl & v. Seefeld.

Keller, C., Berechnung und Construction der Triebwerke. Heidelberg 1874. Fr. Bassermann.

Marin, G. A., Elemente der Maschinenlehre. 2. Auflage, durchgelesen und erweitert von R. Böck. Brünn 1876. Buschak & Irrgang.

Pinzger, L., Berechnung und Construction der Maschinenelemente. 1. Heft. Aachen 1877. Mayer.

Redtenbacher, F., Resultate für den Maschinenbau. 6. Aufl., herausgegeben mit Zusätzen und einem Anhang versehen von F. Grashof. München 1875. Bassermann.

Reiche, H. v., Die Maschinenfabrikation. 2. Aufl. Leipzig 1876. Felix.

Reuleaux, F., Der Constructeur. 3. Aufl. Braunschweig 1870—71. Vieweg & Sohn.

Weitzel, C. G., Unterrichtshefte für den Maschinenbau. Leipzig 1878—80. M. Schäfer.

Construction einfacher Maschinentheile, entworfen von Studirenden der Maschinenbauschule vom Polytechnicum zu Carlsruhe. 3 Hefte. Carlsruhe 1878—79. J. Veith.

II. Anlage der Transmissionen.

Zweck der **Transmissionen** ist, Kräfte von einer Kraftquelle (dem Motor) nach den Arbeitsmaschinen zu leiten. Die verschiedenartigen Zahnräder, die Seil- und Riemenleitungen und einige andere, unter „Bewegungsmechanismen“ veranschaulichten Hilfsmittel dienen zur Uebertragung der Kraft von einer Welle zur anderen, zur Erzeugung von deren rotirender Bewegung. Die Wellenleitungen oder Wellenstränge leiten die Kraft in der Richtung ihrer Erstreckung fort, um sie alsdann an einzelnen oder vielen passenden Punkten durch obengenannte Uebergangselemente weiter zu geben. Die Wellenleitung, welche die gesammte Kraft des Motors empfängt und weiter leitet, heisst mit allem Zubehör, als den Maschinentheilen zur Stützung und Verbindung der Wellenstücke und den Elementen zur Kraftübertragung die **Haupttransmission**; von ihr werden theils die Arbeitsmaschinen angetrieben, theils wird die Kraft an andere Wellenstränge, die **Zwischen-** und **Nebentransmissionen** abgegeben.

Welcher Art die geometrische Lage der einzelnen Wellen sein kann, welche Dimensionen und welche Uebertragungsmittel in den einzelnen Fällen angewendet werden, ferner die Lagerung und Stützung der einzelnen Wellen durch einfache Lager wurde bereits im 1. Capitel dieses Bandes behandelt. Anschliessend hieran geben wir zunächst folgende weitere Notizen.

Wellen. Formeln und Tabellen über die bei uns gebräuchlichen Wellendimensionen siehe S. 20 und 21. Amerikanische Constructeure geben dafür ziemlich abweichende, geringere Dimensionen. Nach James B. Francis soll man nehmen:

für Schmiedeeisen $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} . 100}$ erste (schwere) Wellen; $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} . 50}$ zweite (leichte) Wellen;

„ Stahl $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} . 62{,}5}$ „ „ „ ; $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} . 31{,}25}$ „ „ „ ;

„ Gusseisen $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} . 167}$ „ „ „ ; $d = \sqrt[3]{\frac{N}{n} . 83{,}5}$ „ „ „ ;

woraus sich d in Zoll engl. (1 Zoll engl. = 25,4 mm) ergiebt.

Hiernach gilt folgende Tabelle für Wellen:

Wellendurchmesser		Uebertragene Pferdekräfte N bei $n = 100$ Umdrehungen					
		Erste Wellen			Zweite Wellen		
in Zollen engl.	in mm abgerundet	Schmiedeeisen	Stahl	Gusseisen	Schmiedeeisen	Stahl	Gusseisen
1	25	1	1,60	0,60	2	3,20	1,20
1,25	32	1,95	3,12	1,17	3,90	6,24	2,34
1,50	38	3,37	5,39	2,03	6,74	10,78	4,06
2	50	8	12,80	4,80	16	25,60	9,60
2,50	64	15,62	24,99	9,37	31,24	49,98	18,74
3	75	27	43,20	16,20	54	86,40	32,40
3,50	90	42,87	68,59	25,70	85,74	137,18	51,44
4	100	64	102,40	38,40	128	204,80	76,80
4,50	115	91,12	145,74	54,67	182,24	291,58	109,34
5	125	125	200	75	250	400	150
6	150	216	345,60	129,60	432	691,20	259,20
7	180	343	548,80	205,80	686	1097,60	411,60
8	200	512	819,20	307,20	1024	1638,40	614,40
9	230	729	1166,40	437,40	1458	2332,80	874,80
10	250	1000	1600	600	2000	3200	1200

Zur Ermittelung der Kraft, welche von irgend einer dieser Wellen bei anderer Geschwindigkeit sicher übertragen werden kann, multiplicirt man die in der Tabelle angegebene Kraft mit der Zahl der minutlichen Umdrehungen bei der neuen Geschwindigkeit und dividirt durch 100.

Tourenzahlen. Die günstigsten Umdrehungszahlen der Transmissionswellen sind nach amerikanischen Angaben folgende:

Wellen für schwere Metallbearbeitungsmaschinen	120—150	Umdrehungen pro Minute
Wellen für leichte Metallbearbeitungsmaschinen	130—200	„ „ „
Wellen für alle Holzbearbeitungsmaschinen	250—300	„ „ „
Wellen für Baumwoll- und Wollspinnereien	300—400	„ „ „

Lagerentfernungen. Bei Wellen von $d =$ 30 40 50 60 80 mm Dicke
sei die Entfernung der Lager voneinander $a =$ 2,20 2,50 2,80 3,10 3,60 m
Günstige Werthe für den Lagerabstand giebt folgende von Prof. H. Fischer aufgestellte allgemeine empirische Formel: $a = 400\sqrt{d}$ für Millimeter.

Nach amerikanischen Angaben sei
für Wellen von 25,4 mm (1 Zoll engl.) Durchmesser der grösste statthafte Abstand 3,74 m
für Wellen von 127 mm (5 Zoll engl.) Durchmesser der grösste statthafte Abstand 6,40 m
für Wellen von 254 mm (10 Zoll engl.) Durchmesser der grösste statthafte Abstand 8 m.

Lagerstühle haben den Zweck, einzelne oder mehrere Lager gleichzeitig in einer bestimmten Stellung gegen Gebäudetheile oder Maschinengestelle zu erhalten. Sie unterscheiden sich in der Art ihrer Ausführung je nach der Lage, Richtung und Zahl der gleichzeitig zu lagernden Wellen ausserordentlich.

1. Lagerstühle für einzelne Wellen. Dieselben werden für alle Arten von Lagern verwendet, wenn der Abstand des Wellenmittels von der Befestigungsstelle, Fussboden, Wand oder Decke für normale Lagerverhältnisse zu bedeutend ist.

Für einfache Stehlagerstühle (Bocklager) können Fig. 247—249 (S. 31) als Vorbild dienen; nur werden bei denselben, wenn sie höher sind, die Füsse getrennt und die beiden Streben zur Erhöhung ihrer Festigkeit durch einen Quersteg verbunden. Oben wird, um den Stuhl schmal zu halten, häufig ein Rumpflager aufgesetzt.

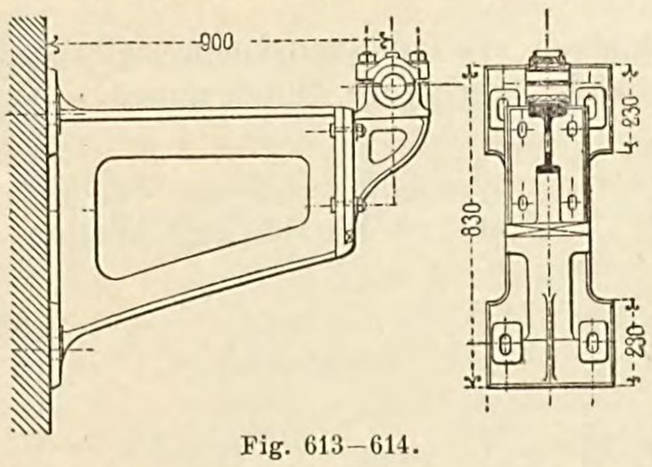


Fig. 613—614.

Der Wandlagerstuhl für ein Consollager (Fig. 613—614) ist nach oben und unten von symmetrischer Form und in durchbrochenem Hohlguss ausgeführt. Das Consollager ist an seiner Vorderfläche befestigt und der auf Abscherung wirkende Druck auf dessen Befestigungsschrauben durch einen in die Lagersohle und deren Gegenplatte eingelegten, seitlich leicht wegziehbaren Keil (Schlüssel) aufgehoben. An der Wandplatte angebrachte Mauerleisten erleichtern die Befestigung des Stuhles.

Wandlagerstuhl für ein Stirnlager (Fig. 645—646). Der Stuhl ist hier in Hohlguss hergestellt, einer zuerst speciell für den Werkzeugmaschinenbau angewendeten, jetzt im gesammten Maschinenbau angenommenen Gussform. Dem Consollagerstuhl ist ein Auge a angegossen zur Aufnahme eines Drehzapfens für den Ausrückhebel einer auf der Welle angebrachten Klauenkuppelung.

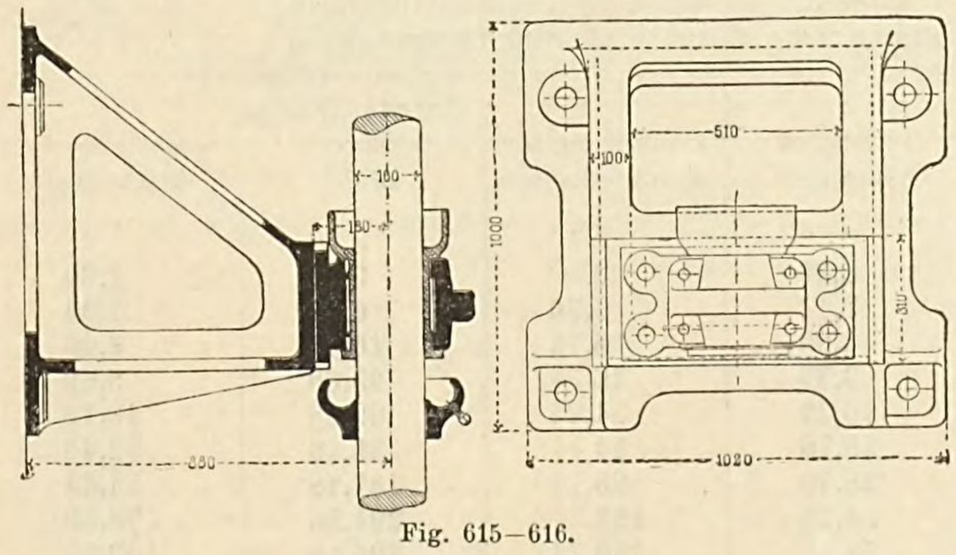


Fig. 615—616.

Der Wandlagerstuhl für ein Halslager (Fig. 615—616) ist in Rippenguss ausgeführt, die untere Begrenzung nahezu horizontal, die obere schräg nach unten geneigt. Das daran befestigte Halslager zeigt die einfache und zweckmässige Construction der Lagerschalen, sowie den darunter auf der Welle angebrachten Oelfänger.

Wandlagerstuhl für das Fusslager einer stehenden Welle (Fig. 617—619). Der in Rippenguss hergestellte Stuhl ist auf eine Holzunterlage aufgebracht und durch Steinschrauben befestigt, während das Fusslager durch einen untergelegten Keil (Schlüssel) und Schrauben am Stuhl gehalten wird.

2. Lagerstühle für zwei Wellen. Stehlagerstuhl für eine horizontale und eine darüberliegende verticale Welle (Fig. 620—622). Derselbe ist in T-förmigem Querschnitt ausgeführt, findet sich aber in ähnlicher Weise häufig mit U-förmigem Querschnitt oder in Hohlguss. Die Fussplatte ist an der einen Seite zur Aufnahme des gewöhnlichen Stehlagers für die horizontale Welle mit Arbeitsflächen, Nasen und Schraubenlöchern versehen. Der Bedingung der leichten Wegnahme der Lager von den Wellen ist bei dem Fusslager durch Untersetzen eines hinreichend

hohen Kastens genügt, der mit Arbeitsleisten versehen, genau in den Stuhl eingepasst und befestigt ist; nach seiner Wegnahme kann das Lager gesenkt und weggezogen werden.

Eine andere Lösung der Aufgabe, eine horizontale und eine darüberstehende verticale Welle zu lagern, ist in Fig. 623—626 dargestellt. Beide Lager sind hier an einem aus Hohlguss gebildeten Lagerkörper seitlich festgeschraubt. Der Bedingung der leichten Wegnahme der Lager beider Wellen ist ebenfalls genügt.

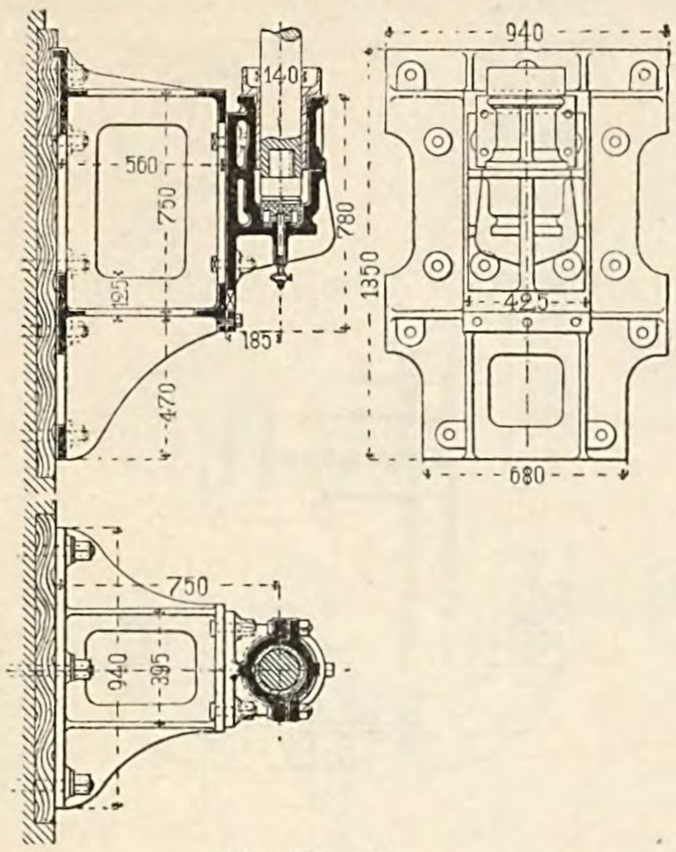


Fig. 617—619.

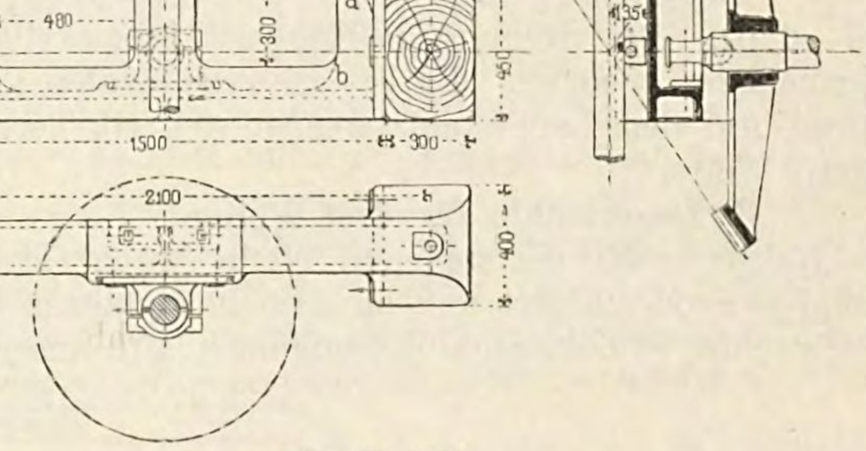


Fig. 620—622.

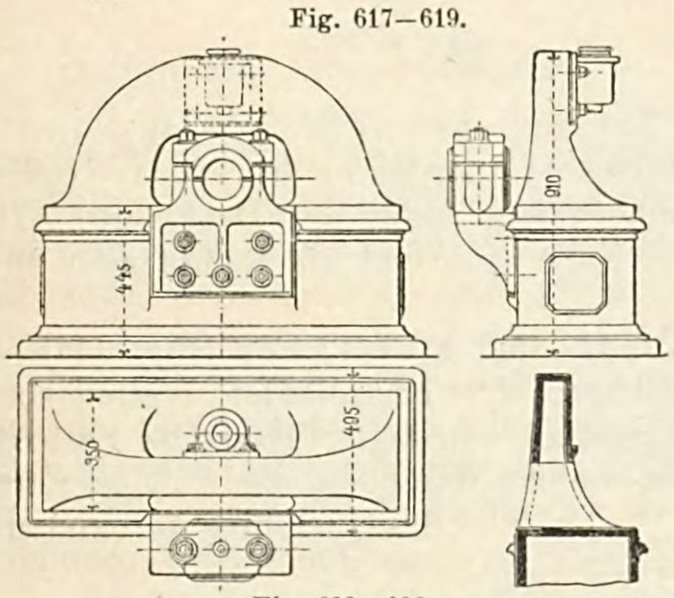


Fig. 623—626.

Fig. 627—629.

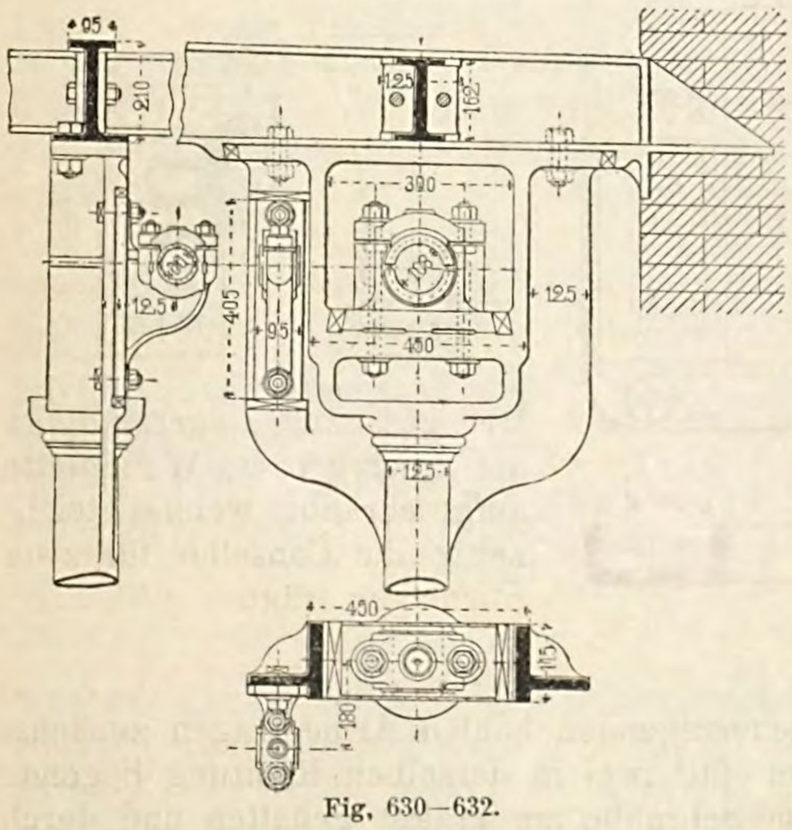


Fig. 630—632.

Der Brückenlagerstuhl für eine verticale und eine horizontale Welle (Fig. 627—629) findet sich öfters bei Turbinenanordnungen. Die verticale Welle kommt von unten her und giebt ihre Bewegung an die horizontale Welle ab. Das Kegelrad der verticalen Welle ist über das der horizontalen gelegt, um dem Ausheben der Turbine nicht hinderlich zu sein; damit und durch die Bedingung, dass die Unterstützung der Welle so nahe als möglich an den übertragenden Zahnrädern stattfinden soll, ist die Stellung des oberen Lagers bestimmt. Dasselbe ist ein Halslager, während für die horizontale Welle ein Stirnlager mit untergelegtem Schlüssel zur Verwendung kommt. Der Brückenlagerstuhl ist mit T-förmigem Querschnitt ausgeführt. Die hintere Rippe wird, wie aus der Ansichtsfigur des Lagerstuhles Fig. 627 zu ersehen ist, bei Wellen von geringem Gewicht nach der oberen punktirten Linie *a a*, bei schwer belasteten Wellen dagegen nach der unteren punktirten Linie *b b* ausgebildet.

Säulenlagerstuhl für zwei winkelrecht zu einander liegende horizontale Wellen (Fig. 630—632). Die Säule dient zur Stützung eines Hauptträgers. Ihr Kopf ist getheilt und trägt in dem Zwischenraum zwischen beiden Hälften ein normales Rumpflager, dessen untere Schraubenmuttern in einer Aussparung unter der Befestigungs-

platte liegen. An dem einen Gabelende des Kopfes ist ein gewöhnliches Consolrumpflager angeschraubt; in gleicher Weise könnte auch noch ein solches an dem anderen Gabelende angebracht werden.

Consollagerstuhl für zwei horizontale Wellen, eine seitliche, eine nach vorn gerichtete (Fig. 633—635). Die längs der Befestigungswand für den Stuhl laufende Welle hat eine ziemliche Entfernung von ersterer; dies und der Umstand, dass der Stuhl auch noch den Druck des vorderen Lagers auszuhalten hat, bedingt, dass derselbe ziemlich kräftig gehalten ist; er wurde in Rippenguss ausgeführt und durch mehrere Rippen verstärkt.

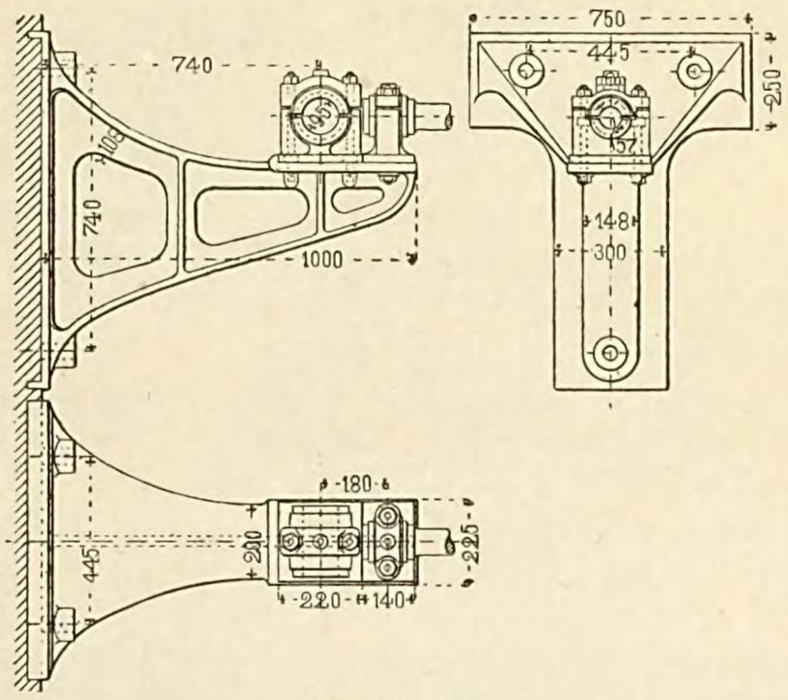


Fig. 633—635.

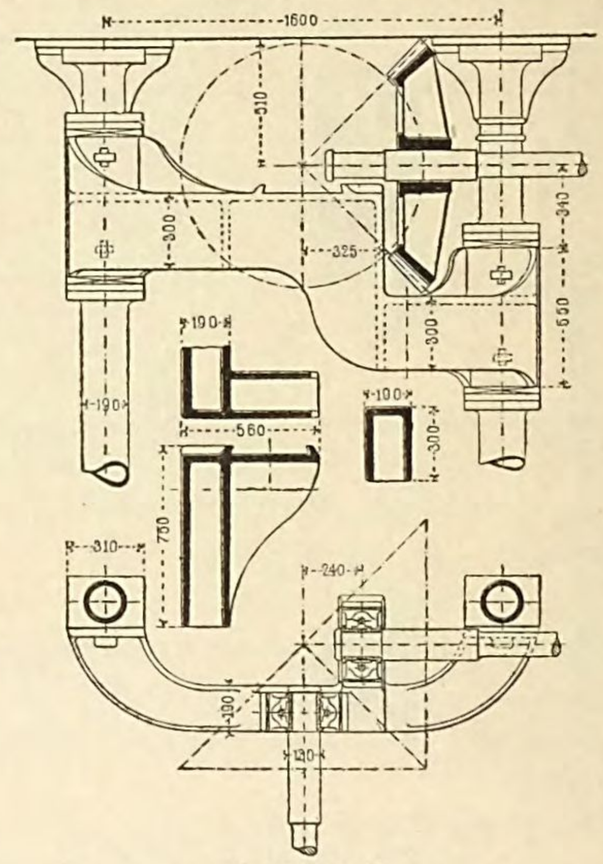


Fig. 636—640.

Lagerstuhl für zwei horizontale, rechtwinkelig sich schneidende Wellen (Fig. 636—640). Der Stuhl ist in Hohlguss hergestellt und behufs bequemer Anordnung des einen Kegelrades bajonnetartig gebogen. Er ist an zwei Säulen angebracht, ziemlich dicht unter der Decke des Arbeitssaales. Auf dem Lagerstuhl befindet sich ein normales Stehlager für die eine und ein Rumpflager für die andere Welle.

3. Lagerstühle für drei Wellen. Lagerstuhl für Consol- und Halslager (Fig. 641—646). Das Halslager für die stehende Welle sowohl als die zwei Consollager der horizontalen Wellen sind als Rumpflager ausgeführt und an dem in Hohlguss hergestellten Lagerstuhl befestigt. Derselbe besteht aus zwei von der gemeinsamen Befestigungsplatte ausgehenden Consolen, welche durch ein das Halslager tragendes Querstück verbunden sind.

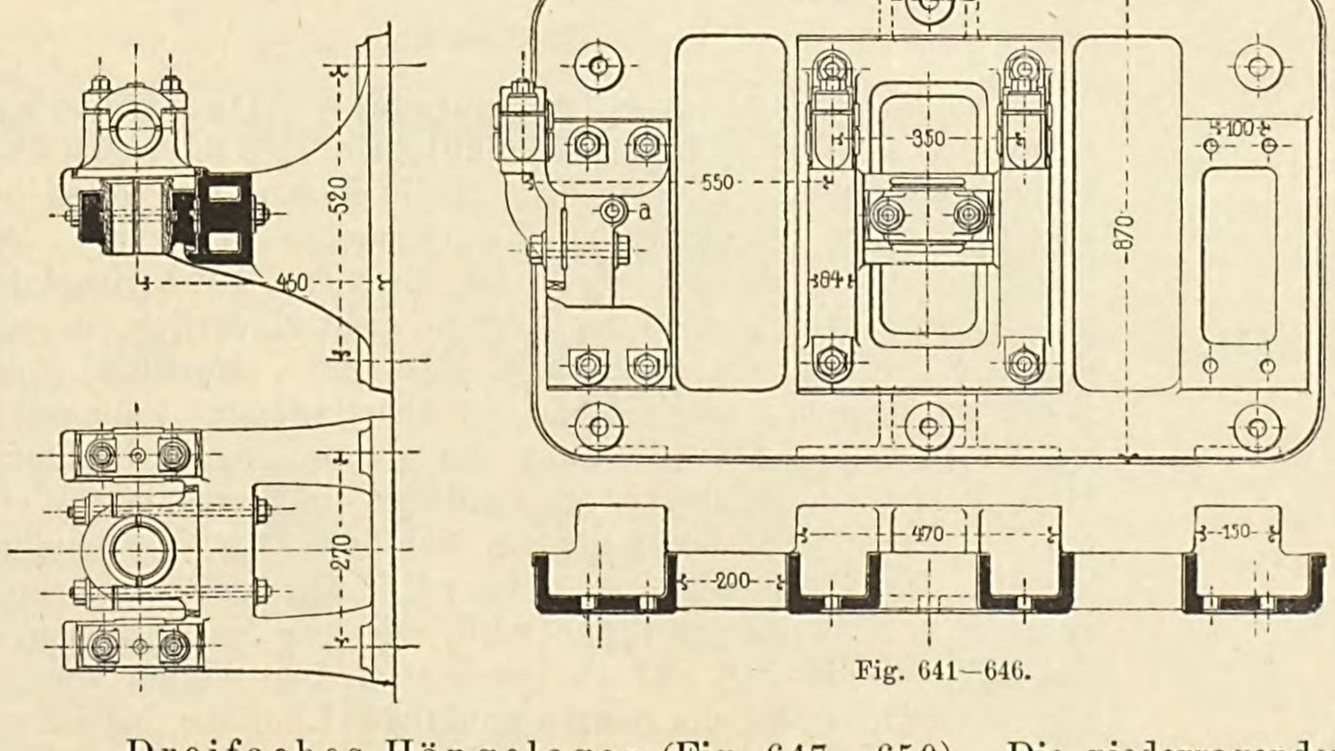


Fig. 641—646.

Der gesammte Lagerstuhl ist auf einer grossen Wandplatte aufgeschraubt, welche gleichzeitig die Consolen für zwei Stirnlager trägt.

Dreifaches Hängelager (Fig. 647—650). Die niederragenden hohlen Arme tragen zunächst die beiden einander gleichen Lager der zugehörigen Welle oder für zwei in derselben Richtung liegende Wellenenden. Die Deckel jedes dieser Lager werden durch eine Schraube am Träger gehalten und durch Anziehen eines Keiles auf die Welle niedergezogen. Zwischen beiden Armen ist in entsprechende Vorsprünge das Lager für die rechtwinkelig zu jener liegende Welle eingesetzt und durch Schrauben und Querkeil befestigt. Die Deckelschrauben sind mit Querkeilen im Lagerkörper gehalten.

Lagerstuhl für drei verticale Wellen (Fig. 651—654). Dieser Lagerstuhl, einer mechanischen Weberei entnommen, dient erstlich zur Aufnahme je zweier Halslager für zwei von unten kommende Wellen, von welchen die eine von einer Turbine, die andere von einer Dampfmaschine in Umlauf gesetzt wird. Beide Wellen treiben durch Räderübersetzung eine zwischen ihnen stehende Königswelle, welche in einem mit dem Lagerstuhl zusammengegossenen Fusslager Stützung und durch zwei Halslager Halt findet. Der Lagerstuhl ist an der Wand befestigt, das Fusslager stützt sich gegen den Boden.

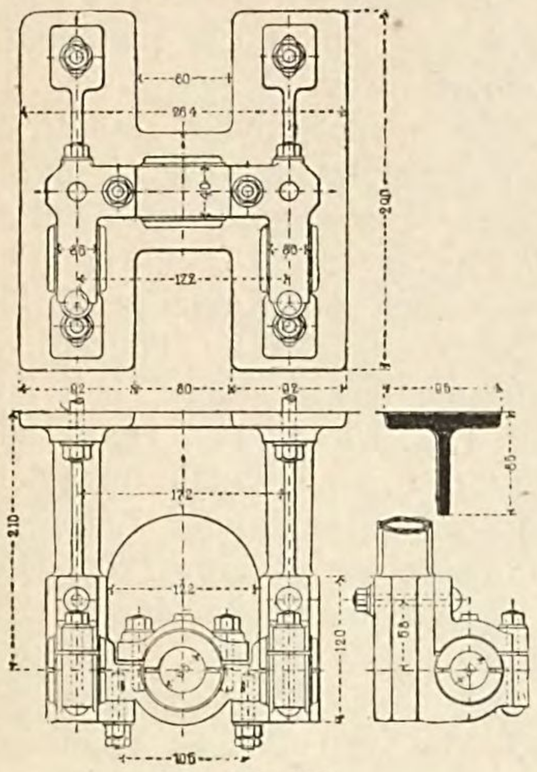


Fig. 647—650.

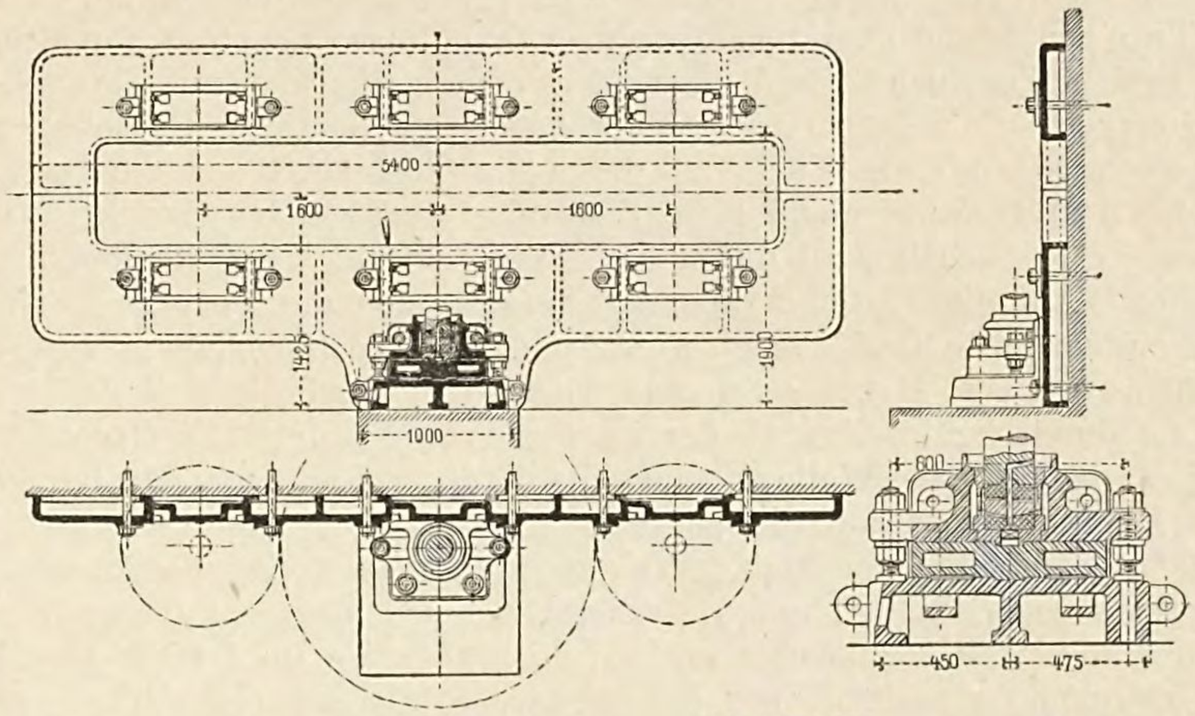


Fig. 651—654.

Anordnung der Transmissionen. Die gebräuchlichste Anordnung der Transmissionswellen ist an den starken Aussenwänden der Arbeitsräume, dann auch, obgleich seltener, an den in jenen Räumen zur Stützung verwendeten Säulen. Die Haupttransmissionswellen legt man häufig tief, einestheils um zugleich die Kurbelwellen der Dampfmaschinen als erste Transmissionswellen benutzen zu können, anderntheils um diese schweren Wellen in einfachster und solidester Weise, nämlich durch Stehlager, welche auf niedere Steinfundamente oder Lagerstühle gesetzt sind, zu stützen. Oft liegt auch die Haupttransmissionswelle der örtlichen Verhältnisse halber unter den Arbeitsräumen und ist dann meist in einem gemauerten, überdeckten, aber leicht befahrbaren Canal eingeschlossen. Für feuergefährliche Fabrikationszweige sind die einzelnen Stockwerke gewöhnlich durch gewölbte, feuersichere Decken voneinander geschieden. Dort ist es Gebrauch, die Transmission, beispielsweise eine Königswelle, in einem feuersicheren, ummauerten Schacht laufen zu lassen, dahin auch die Lagerstühle für die abzweigenden Wellen zu legen und für letztere nur die unbedingt nothwendigen Oeffnungen in den Umfassungsmauern zu lassen.

Ausgeführte Transmissionsanlagen. Die Transmissionsanlage, welche auf Taf. 2, Bd. I wiedergegeben ist, wird gleichzeitig von einer Turbine, die 120 Umdrehungen pro Minute macht und 350 HP erzeugt, sowie von einer nebenan stehenden Dampfmaschine, welche 200 HP producirt, angetrieben. Zur Ermöglichung der In- und Ausserbetriebsetzung der Dampfmaschinentransmission während des Ganges, ferner zur Verhütung des Mitschleppens des einen Motors bei zu langsamem Gange desselben ist in die Dampfmaschinentransmission eine Riedinger'sche Motorenkuppelung eingefügt (vergl. Bd. I, Fig. 204—206).

Die Turbinenwelle *T* und die Königswelle *A* sind in einem gemeinsamen Lagerstuhl gehalten, der aus zwei Stücken *b* und *c* dargestellt und verschraubt ist, übrigens mit den entsprechenden Theilen des in Fig. 651—654 gegebenen Lagerstuhles viel Aehnlichkeit zeigt. Die von der Dampfmaschine angetriebene Hauptwelle *B* ist von einem Mauerkastenlager und zwei Wandlagerstühlen gehalten, welche zur grösseren Sicherheit durch zwei Säulen unterstützt sind (Fig. 1, 7 und 8). Von dem grösseren dieser Lagerstühle geht eine Nebentransmission *J*, senkrecht zur Welle *B* gerichtet, nach vorn. Weiter treibt ein konisches Rad der Königswelle *A*, auf welches die Kraft der Dampfmaschine übertragen wird, eine nach vorn gehende horizontale Welle *C*, ferner eine in der Richtung von *B* gelegene Welle *E*, welche wiederum einen Theil der Kraft an eine nach vorn gehende Nebentransmissionswelle *F* abgiebt, den Rest aber durch die Welle *G* nach unten auf die horizontale Welle *H* überträgt.

Im ersten und zweiten Stock ist die Anordnung der Lagerstühle für die Abzweigungen der horizontalen Wellenstränge von der Königswelle die gleiche wie im Parterre. Die Wellen *M*, *K*, *R* und *P* sind ebenso gelagert wie *E*; nur sind die Endlager (Fig. 1 links) einfacher, indem dieselben nur nach vorn gehende Wellen *N* und *S* zu tragen haben. Aus Fig. 5 erkennt man die Stützung der Wellen *L* und *Q*. Auch im dritten und vierten Stock sind die in den unteren Etagen verwendeten Hauptlagerstühle an der Königswelle beibehalten, obgleich nur noch je eine Wellenleitung *U* und *V* nach vorn abzweigt. Die

Stützung dieser Wellen kann wiederum durch Säulenconsollager oder, wie hier angedeutet, durch Hängelager erfolgen. Zur Ausrückung der Wellen innerhalb der Arbeitsräume dienen die aus Fig. 2 ersichtlichen Ausrückkuppelungen mit Riffelscheiben (von G. A. Biffar construirt, Bd. I, Fig. 196—198). Statt dieser können auch einfache Klauenkuppelungen zum Auslösen der einzelnen Wellen benutzt werden, wie dies in den niederen Stockwerken angenommen ist.

Transmissions-Anlage für Ritter, Rittmeyer & Co. in Görz (Bd. I, Taf. 6), ausgeführt von J. J. Rieter & Co. in Winterthur. Die Spinnereianlage verfügt über sechs Turbinen: *A* Turbine von 109 HP, mit 56 Umdrehungen pro Minute; *B* mit 178 HP bei 56 Touren, *G* und *H* mit 87 und 60 HP und endlich die Turbinen *O* und *P*; ferner über zwei Dampfmaschinen: *M* von 120 HP und eine zweite *X* (vergl. Fig. 10). Die beiden Turbinen *A* und *B* wirken gemeinschaftlich auf die mit 120 Touren umlaufende Haupttransmissionswelle *C*, welche durch Mauerkasten- und einfache Consollager vielfach gestützt ist (Fig. 1 und 2). Auf sie wird auch ein Theil der durch die Turbine *G* und die Dampfmaschine *M* erzeugten Kraft mittelst der mit 120 Touren umlaufenden, theilweise freiliegenden Haupttriebwelle *D* übertragen. Der übrige Theil dieser Kraft (80 HP) wird durch die Welle *F* (160 Umdrehungen pro Minute) nach der Kämmerei *K* fortgeleitet. Auf die Welle *C* überträgt ferner auch die Turbine *H* mittelst der Welle *E* (120 Touren) und Winkelräder ihre Kraft (vergl. Fig. 2 und 5). Die Turbinen *A* und *B* übertragen ferner einen Theil ihrer mechanischen Arbeit unter Stirnräderübersetzung auf die Seilscheibe U_1 (Fig. 1, 4, 10 und 11), von welcher aus sie durch Drahtseil nach der im Freien angeordneten Seilscheibe *U* (Fig. 6, 8, 10 und 11) fortgeleitet wird. Die verticale Welle *T* führt die Kraft weiter nach der im Souterrain gelegenen langen Leitung *R* (100 Umdrehungen), auf die zugleich mittelst Stirnradübersetzung die Dampfmaschine *X* einwirkt. Diese Welle ruht in einfachen Stehlagern auf untergebauten Steinpostamenten und ist in einem übermauerten Canal eingeschlossen (Fig. 6, 7 und 9). Endlich stehen auch mit dieser Wellenleitung die Turbinen *O* und *P* in Verbindung, welche zunächst mittelst Stirnräder die 90 Touren pro Minute machende Uebersetzungswelle *Q* in Umdrehung versetzen, von der weitere Stirnräder einen Theil der Kraft der 100 Touren machenden Welle *R* übertragen; der übrige Theil der Kraft wird mittelst einer verticalen Antriebswelle *S* (108 Touren) in die Säle der Baumwollspinnerei übergeführt.

Hanfseiltransmissions-Anlagen. Auf Taf. 3, Bd. I geben wir die Abbildung einiger ausgeführten Anlagen.

In der von der Maschinenfabrik Augsburg ausgeführten Anlage (Fig. 1 u. 2) erzeugen zwei Turbinen eine Kraft von 554 HP und übertragen sie durch konische Räder auf die in der Minute mit 100 Umdrehungen laufende Haupttransmissionswelle *C*. Diese setzt die mit eingedrehten Rillen versehene Hauptseilscheibe *D* in Umdrehung, welche ihrerseits nun mittelst zehn Seile nach links und mittelst sieben Seile nach rechts schräg aufwärts auf zwei Wellen *G* und *J* des Fabrikgebäudes die Bewegung weiterleitet. Diese Wellen geben die Kraft theilweise an die ihnen unterstehenden Arbeitsmaschinen ab, theilweise leiten sie sie mittelst Hanfseile nach parallel gelegenen Transmissionswellen. Die Seilscheiben der Wellen *G* führen sie nach beiden Richtungen weiter, nämlich durch vier Seile nach der Welle *H* und durch sechs Seile nach *F*. Von letzterer gehen vier Seile nach einer der grossen Entfernung wegen eingelegten Rolle und von dieser vier weitere nach der Transmissionswelle *E*. Von der Welle *J* aber gehen fünf Seile nach *K*, von dieser Welle vier Seile nach einer Zwischenrolle und von da endlich die gleiche Anzahl nach *L*. Der Raum für die Seiltransmission ist von den Arbeitssälen durch eine zwischengezogene Wand geschieden.

In der durch Fig. 5 und 6 gegebenen Disposition wird durch eine Dampfmaschine die Haupttransmissionsscheibe *R* in Bewegung gesetzt (75 Umdrehungen). Von dieser aus werden die Transmissionswellen *a*, *b*, *c*, *d*, *e* auf der einen und *h*, *i*, *k*, *l*, *n* auf der anderen Seite direct angetrieben; die näherliegenden Wellen *f* und *g* erhalten ihre Bewegung mittelbar, *f* von der Welle *d*, *g* von *e* aus. Die Welle *m* wird unter Vermittelung der Seilscheibe *k* angetrieben. Auch hier liegt die Seiltransmission in einem schmalen Raume, der sowohl von den Arbeitssälen als von dem Dampfmaschinenhause durch eingezogene Wandungen abgeschlossen ist.

Fig. 3 und 4 zeigen endlich in grösserem Masstabe eine kleinere Seiltransmissionsanordnung. Die von einer Zwillingsdampfmaschine angetriebene Hauptseilscheibe macht 50 Touren und übermittelt ihre erzeugte mechanische Arbeit — 300 HP — durch fünf Seile nach der linksliegenden und durch sechs Seile nach der rechtsgelegenen kleineren Scheibe. Fig. 7 giebt die Form der Rillen und die Durchmesser der verwendeten Seile, 51 mm.

Drahtseiltransmissions-Anlage von J. J. Rieter & Co., Winterthur (Taf. 4, Bd. I). Die Anlage wird durch ein Wasserrad angetrieben. Von demselben aus wird erst die Bewegung durch Stirn- und Winkelräder in dem Gebäude, an dem das Wasserrad gelegen ist, nach der Seilscheibe geleitet. Diese transmittirt die Kraft durch ein Drahtseil nach der Seilstation *G*; dort erfolgt durch zwei Kegelräder eine Richtungsänderung der Kraft, indem durch dieselben eine zweite Seilscheibe in Umdrehung gesetzt wird, die nun durch ein über sie laufendes Drahtseil die Seilscheibe *E* am nahestehenden Seilscheibengerüst in Umdrehung versetzt. Von dieser wird wieder mittelst zweier Kegelräder eine Scheibe *C* gedreht und über diese läuft nun endlich das nach dem eigentlichen Fabrikgebäude übertragende Seil, oben am Gerüst durch

zwei Scheiben *B* und *D* geführt, an der Fabrik durch die Seilscheibe *A* gehalten. Von hier aus führt eine verticale Welle die Kraft theilweise nach den unteren Stockwerken, während horizontale Transmissionswellen sie in den einzelnen Sälen vertheilen.

Der Seiltrieb vom Holzgerüst nach der Fabrik musste so hoch gelegt werden, einestheils, um über die zwischenliegenden Gebäude geführt zu werden, zum anderen Theil, weil zwischen letzteren eine Strasse sich hinzieht. Wegen dieser Strasse musste auch das Gitterwerk *HH* angebracht werden, um bei etwaigem Reissen des Seiles dasselbe am Herabfallen zu hindern.

Bei Turbinenanordnungen findet man häufig, zumal wenn mehrere Turbinen nebeneinander in einem Gebäude aufgestellt sind, diese durch ein gusseisernes, meist mit U-förmigem Querschnitt oder in Hohlguss ausgeführtes, endlich auch durch schmiedeeiserne I-förmige Träger gebildetes Rahmenwerk überbaut, auf welchem die Haupttransmissionswellen mit allem Zubehör gelagert sind.

Bei der auf Taf. 1, Bd. I abgebildeten Turbinenanlage, ausgeführt von der Maschinenfabrik Augsburg, liegen über den Turbinen zwei aus Hohlguss dargestellte Längsbalken, die durch sechs gusseiserne Träger gehalten werden und auf denen drei Lagerstühle für die oberen Zapfen der Turbinenwellen und die Haupttransmissionswelle befestigt sind, während auf eingezogenen Querträgern kleinere Lager zur weiteren Stützung jener Welle ihren Platz finden.

In der Turbinen-Anlage von J. J. Rieter in Winterthur, welche wir auf Taf. 5, Bd. I, darstellen, findet sich gleichfalls ein aus Hohlguss gebildetes Rahmenwerk, bestehend aus zwei continuirlichen Längsträgern, die durch untergebaute Fundamentmauern gehalten sind, und einer Anzahl Querträgern, von welchen ein Theil angegossen ist, während die auf der Mauerung liegenden eingeschoben und mit den Längsträgern durch Schrauben verbunden sind. Auf diesen Querträgern ruht die Haupttransmissionswelle, welche durch konische Räder die Kraft der drei Turbinen aufnimmt und durch Stirnräderübersetzung auf die schneller rotirende zweite Hauptwelle abgiebt.

Die Turbinenanlage von Bell & Co. in Kriens, Bd. I, Taf. 7, zeigt ein Balkenwerk aus gusseisernen Trägern, einen doppelten Längsträger und zwei doppelte Querträger, sämmtlich durch Säulen und das Umfassungsmauerwerk gestützt. Die Hauptquerträger halten die Lagerstühle für die Turbinenwellen *a* und a_1 und die Endzapfen der ersten Transmissionswellen *b*, b_1, während die Längsträger einige einfache Stehlager, dann aber den Stuhl für die Endzapfen der ersten und zweiten (*c*, *d*) Haupttransmissionswellen. Die Ableitung der Kraft geschieht symmetrisch nach zwei entgegengesetzten Seiten und wird die Bewegung an der einen Seite, wie die Zeichnung erkennen lässt, durch Stirnräder einer tieferliegenden Transmissionswelle *e* übertragen.

Schliesslich sei noch besonders hervorgehoben, dass die bedeutendsten Constructeure in neuerer Zeit wo nur immer möglich, bei der Anlage von Transmissionen die Anwendung von Zahnrädern zu umgehen suchen und dem **Riemen-** und **Seiltrieb** den Vorzug geben. Die Erfahrungen, welche mit Anlagen dieser Art gemacht worden sind, rechtfertigen dieses Bestreben in jeder Beziehung, umsomehr als neben der erprobten Dauerhaftigkeit guter Riemen und Seile die bedeutende Ersparniss bei den Anlagekosten, relativ geringer Kraftverlust, ruhiger Gang und erhöhte Sicherheit gegen Betriebsstörungen und Unglücksfälle gewiss zu Gunsten dieser Betriebsweise sprechen.

Bezüglich der Disposition und Berechnung der Riemen- und Seiltriebe verweisen wir auf die bez. Abschnitte Band I, S. 55—73, sowie auf die vorstehend besprochenen und verschiedene andere Tafeln in Band III, welche derartige ausgeführte und bewährte Anlagen zeigen.

III. Bewegungs-Mechanismen.

1. Räderwerke.

Die Räderwerke dienen im allgemeinen zur Uebertragung von Bewegung und ihre Gestalt ist von der Art der zu übertragenden Bewegung abhängig. Kreisrunde Räder benutzt man bei gleichförmig rotirender Bewegung; zu einer nach gewissen vorgeschriebenen Gesetzen veränderlichen Bewegung bedient man sich der unrunden Räder, deren Umfänge von solcher Beschaffenheit sind, dass die Räder im Eingriff bleiben und das Bewegungsgesetz beim Wälzen der Bewegungscurven aufeinander erfüllt wird.

Die Anwendung unrunder Räder soll wegen ihrer schwierigen Herstellung möglichst vermieden werden und auf unumgängliche Fälle beschränkt werden.

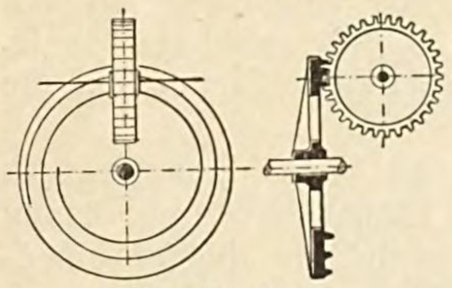


Fig. 655—656.

a. Das Spiralrad mit Zahnrad. Bei Zählapparaten und anderen Instrumenten zum Messen benutzt man die durch Fig. 655—656 dargestellte Construction. Die Uebersetzungszahl ist gleich der Anzahl der Zähne des Stirnrades, denn bei einer Umdrehung des Spiralrades geht das Zahnrad um eine Zahntheilung weiter. Als Bewegungs-Mechanismus für grössere Kräfte ist diese Anordnung nicht zu gebrauchen, weil die Reibung eines Zahnes an der ganzen Länge der Spirale überwunden werden muss.

Ein ebenfalls hierher gehöriger Mechanismus ist die **Schraube ohne Ende,** der compendiöseste Räder-Mechanismus für Uebersetzungen ins Langsame. Die Uebersetzungszahl ist, weil das Rad bei jeder Umdrehung der Schraube um einen Zahn weiter geht, gleich der Zähnezahl des Rades. Die Construction leidet an dem Uebelstande, dass durch Reibung viel Kraft verloren geht.

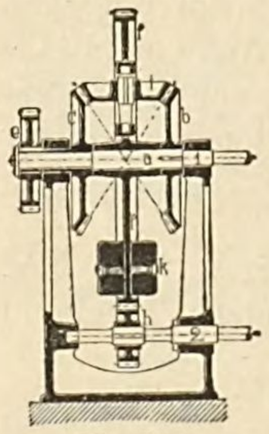


Fig. 657.

b. Differentialräder. 1. Mit Kegelrädern (Fig. 657). Dies Rädersystem wird bei den Spulenbänken (Differentialflyern) zur Fadenaufwickelung angewendet und ist ein Mechanismus, durch den Bewegungen addirt oder subtrahirt werden können. Die Einrichtung ist folgende: Auf der Welle a befindet sich, lose aufgesteckt, ein grosses Stirnrad f, welches mit dem Stirnrade h in Eingriff steht. Mit der Welle a ist das Kegelrad b festverbunden und überträgt die Bewegung der Kurbel 1 durch das Zwischenrad i auf das Kegelrad c und das Stirnrad e, welche beiden Räder miteinander verbunden sind. Das Rad i ist mittelst seiner Achse im Rade f gelagert; das Stück k dient nur zur Ausbalancirung. Dreht man nun die Kurbeln 1 und 2 in derselben Richtung und sind $n_e\ n_f\ n_b$ die Umdrehungszahlen der Räder e, f, b, so ist: $n_e = n_b + 2n_f$. Wird eine der Kurbeln entgegengesetzt gedreht, so tritt die Umdrehungszahl des durch sie getriebenen Rades negativ auf.

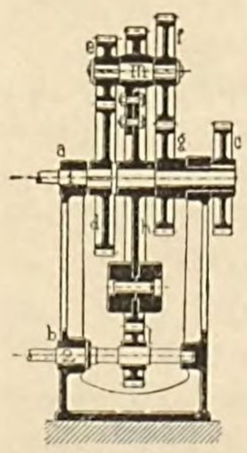


Fig. 658.

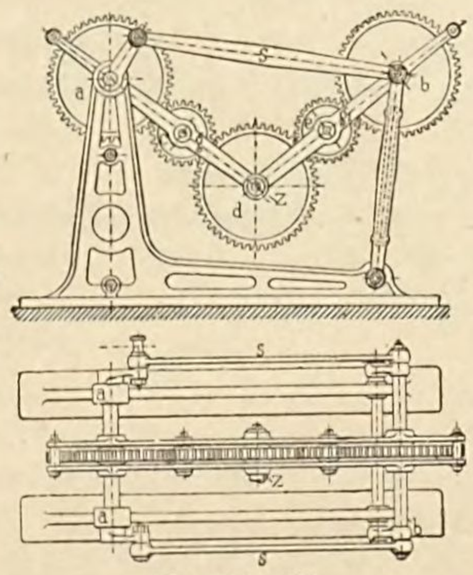


Fig. 659—660.

2. Mit Stirnrädern (Fig. 658). Denselben Mechanismus mit Stirnrädern stellt Fig. 658 dar. Das Rad d sitzt auf der Welle a fest. Die Räder h, g und das mit g verbundene Rad c sind auf a frei drehbar. In dem Rade h sitzt wie vorhin die Achse m gelagert, auf welche die Räder e und f fest aufgekeilt sind. In das Rad h fasst das Rad i, welches durch die Welle 2 gedreht werden kann. Wenn nun mit $n_d\ n_e\ n_f\ n_g\ n_h$ die Umdrehungszahlen und durch d, e, f, g, h die Radien der Räder bezeichnet werden, so ist:

$$n_c = \frac{d}{e}\,\frac{f}{g}\,n_d + \left(\frac{d}{e}\,\frac{f}{g} - 1\right) n_h,$$

in dem Falle, dass die Wellen nach derselben Richtung gedreht werden.

c. Rädergehänge. Die durch Fig. 659—660 veranschaulichte Anordnung wird ebenfalls bei Spulenbänken angewendet und dient zur Bewegungsübertragung von einer festen Welle auf eine bewegliche, d. h. ihren Ort verändernde Welle. Es ist a die feste, b die bewegliche Welle. Wird die in aa gelagerte Kurbel gedreht, so wird durch die Schubstangen ss das Rad auf der Welle b gezwungen, eine hin- und hergehende Bewegung zu machen. Da es nun durch die Ver-

bindung mit den Schwingen $g\,g_1$, welche um z drehhar sind, mit den Zwischenrädern c, d, e in Eingriff gehalten wird, so wird auch trotz der Bewegung von b fortwährend die Bewegung auf die bewegliche Welle b übertragen.

d. Unrunde Räder. Ellipsenräder (Fig. 661). A und B sind zwei congruente elliptische Räder, deren Drehungsaxen C durch die Brennpunkte der Ellipsen gehen. Die Wirkung des Räderwerkes besteht darin, dass durch eine gleichförmige Bewegung der Kurbel eine periodisch wechselnde Bewegung der Achse des Rades B hervorgebracht wird. Nennt man m das Uebersetzungsverhältniss, wenn der grösste Radiusvector von A auf den kleinsten von B einwirkt, und sind a und b die beiden Hauptaxen, so ist:

$$\frac{b}{a} = \sqrt{1 - \left(\frac{m^{1/2} - 1}{m^{1/2} + 1}\right)^2}.$$

Für die Ausführung ist zu bemerken, dass die Abrundungen der Zahncurven mit $^3/_4$ der Theilung gemacht werden müssen, da die Krümmungshalbmesser der Räder an den Eingriffspunkten in jeder Lage übereinstimmen.

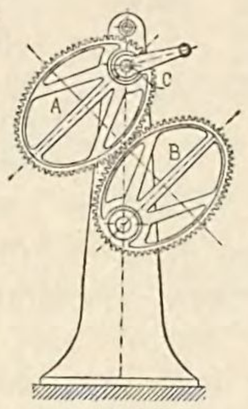


Fig. 661.

Fig. 662—668 stellen eine Anzahl **unrunder Räder** dar.

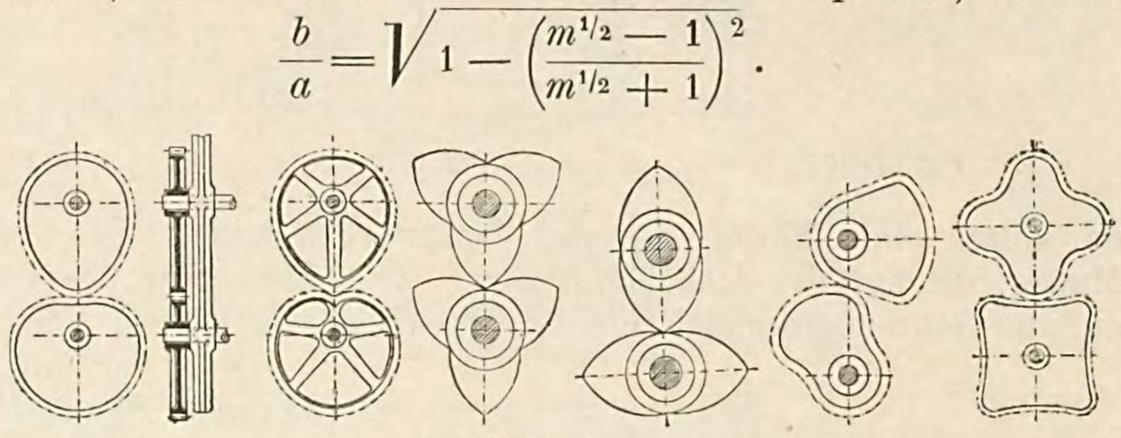


Fig. 662—668.

Fig. 662—664 sind für abwechselnd beschleunigte und verzögerte Bewegung. Sie haben, wie aus den ungefähr ähnlichen Formen zu ersehen ist, auch entsprechend ähnliche Bewegungsgesetze. Mit ihnen verwandt sind die sogenannten **Herzräder** (Fig. 665 u. 666). Die Räder Fig. 667 übertragen eine gleichförmige Bewegung so lange, als die Radtheile miteinander in Eingriff sind, deren Theilrisse Kreise aus den Wellenmitteln sind. Ist das obere Rad das getriebene, so bekommt dasselbe dann, wenn die erwähnten Kreise aus den Wellenmitteln ausser Eingriff kommen, eine beschleunigte Bewegung, die ebenso wieder abnimmt.

Fig. 668 sind **viereckige unrunde Räder**; durch gleichförmige Bewegung des einen Rades resultirt während jeder Umdrehung ein viermaliger Wechsel in der Geschwindigkeit des anderen; dieselbe variirt in gleichen Zeiträumen zwischen gleichen Maxima und Minima.

Fig. 669.

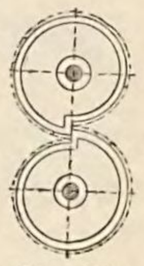


Fig. 670.

Fig. 669 stellt ein **Doppelkammgetriebe** dar, welches von dem Amerikaner Smith zur Bewegung der Tische in Quarzstampfmühlen angewendet ist. Nach dem Anwachsen der Radien ergiebt sich zunächst eine Beschleunigung in der Bewegung: dann erfolgt ein momentaner Stillstand. Dieser Vorgang wiederholt sich auf der anderen Seite des Rades. $f\,f_1$ sind Federn, die einen Stoss aufheben und abschwächen sollen.

Die **Spiralräder** (Fig. 670) sind von congruenter Form und dienen dazu, bei gleichförmiger Drehung des einen Rades auf der Welle des anderen eine sich beständig vergrössernde Geschwindigkeit hervorzubringen. An der in der Zeichnung Fig. 670 in Eingriff befindlichen Stelle, wo unmittelbar nacheinander Punkte grösster oder geringster Peripheriegeschwindigkeit in Eingriff kommen, sind zur Verhütung von Klemmungen die Lücken weit und die Zähne kräftig zu machen.

e. Räder aus Zahnsectoren. Solche Räder, die Fig. 671—672 zeigen, benutzt man, um die Bewegung einer Welle auf die andere mit gleichförmiger, doch plötzlich wechselnder Geschwindigkeit zu übertragen; in der zugehörigen Zeichnung ist dargestellt, wie drei Sectoren zu einer dreifach veränderlichen Geschwindigkeit benutzt sind.

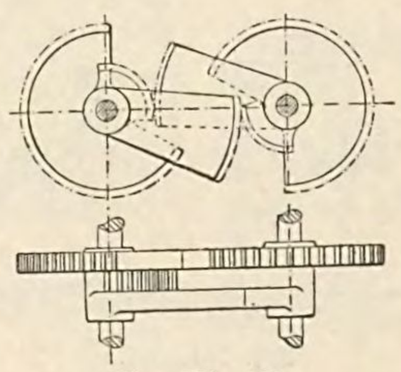


Fig. 671—672.

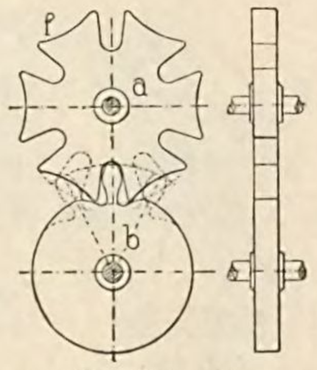


Fig. 673—674.

f. Das Einzahnrad. An einer Scheibe b (Fig. 673—674) ist ein einzelner Zahn angebracht; an der Scheibe a befinden sich eine Anzahl Lücken. Ausserdem ist der Umfang des Rades sternförmig geschweift und zwar ist die Summe der Abstände des Bogens f von der Axe $a = f\,a$ und des Radius der Scheibe b gleich dem Abstand $a\,b$, sodass also der Bogen f mit dem Radius der Scheibe b beschrieben ist. Bei jeder Umdrehung der Scheibe b wird das Rad a um eine Theilung plötzlich weiter gerückt. Das Einzahnrad wird zu Zählwerken benutzt.

2. Uebertragung der Bewegung durch Riemen und Ketten.

a. Die Expansionsrolle. Auf der zu betreibenden Welle sitzt eine Radnabe mit Armen ohne Kranz; der letztere besteht für sich aus sechs Segmenten $b\,b$ (Fig. 675—676), die mit Armen versehen sind, welche in eine Nuth der Nabenarme fassen und dort verschiebbar sind. Die Segmente sind mit der vor der Nabe sitzenden Scheibe s durch die Stangen a verbunden. Bei einer Drehung der Scheibe werden die Segmente

bewegt und die Vergrösserung oder Verkleinerung des Rollenhalbmessers bewirkt; durch das Anziehen der Schrauben *c* ist dann ein selbstthätiges Zurückgehen der Segmente zu verhindern. Die practische Verwendbarkeit der Expansionsrolle hört auf, sobald die Durchmesser zu verschieden sind, die Scheibe wird alsdann unrund.

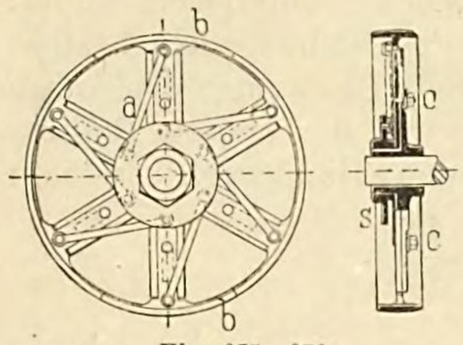


Fig. 675—676.

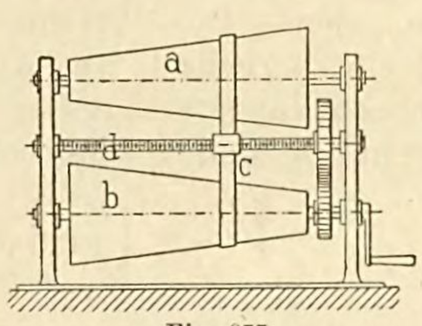


Fig. 677.

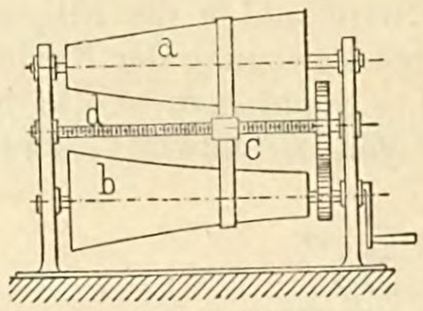


Fig. 678.

b. Die Konusbewegung. Um einer Welle eine stetig wachsende ungleichförmige Bewegung mitzutheilen, bedient man sich des Mechanismus Fig. 677. *a* und *b* sind zwei hölzerne Kegel von congruenter Gestalt, jedoch verkehrt zueinander gelagert; über beide ist ein Riemen geschlungen, der durch eine Führung *c* verschoben werden kann. Das Stück *c* besteht aus einer Riemengabel und einer Mutter, die auf der Schraube *d* sitzt. Zwei Zahnräder übertragen die gleichförmige Bewegung des Kegels *b* auf die Schraubenspindel und bewirken ein beständiges Verschieben des Riemens.

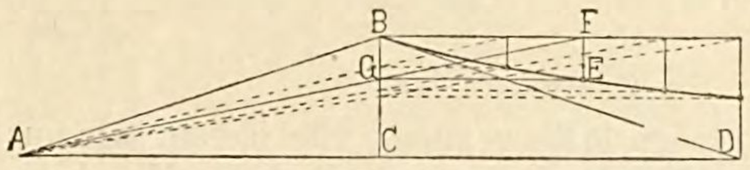


Fig. 679.

Soll der obere Kegel eine **gleichförmig beschleunigte, drehende Bewegung** erhalten, so sind die Begrenzungen der Kegel Curven (Fig. 678) und zwar sind dies gleichseitige Hyperbeln. Für den oberen Kegel ist die convexe, für den unteren die concave Seite zu nehmen.

Die Construction beruht auf dem Satze, dass bei einer gleichseitigen Hyperbel die Subtangente an einen Punkt gleich der Abscisse des Punktes ist. Die Neigung der Tangente *B D* ist 1 : 9 (Fig. 679).*) Ist z. B. *B* ein Punkt der Hyperbel, so ist $BC = 1$; $CD \mid BC$ und gleich 9 zu machen. Man zieht dann $BF \mid BC$ macht $AC = CD$ und findet einen Punkt *E*, in dem man *AF* zieht und in *G* und *F* Senkrechte und Parallele zu *CD* construirt; der Schnitt ist *E*.

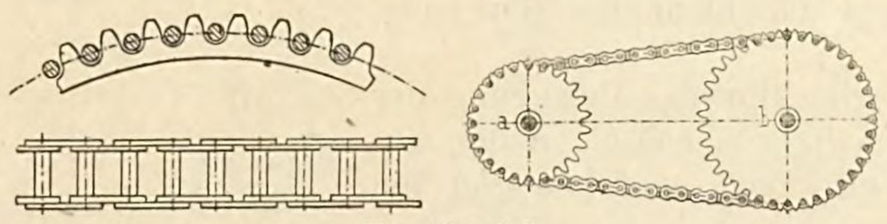
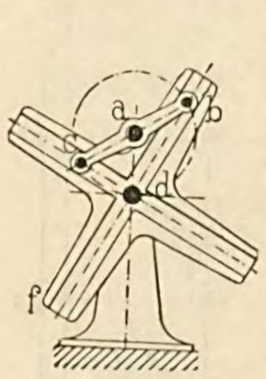


Fig. 680—682.

c. Bewegungsübertragung durch Ketten. Bewegungsübertragungen durch Ketten, durch Fig. 680—682 angedeutet, kommen nicht häufig vor, jedoch findet man sie bei den Wollkrempelmaschinen, wo es sich darum handelt, einer ganzen Anzahl Wellen mit Sicherheit dieselbe Geschwindigkeit zu ertheilen, in ausgedehntem Masse angewendet. Man benutzt dabei **Gelenkketten,** zu denen das Rad entsprechende Zähne besitzt.

3. Kurbelübersetzungen.

a. Die Kurbelschleife. Die Kurbelschleife entstand aus nebenstehendem Mechanismus; wie Fig. 683 erkennen lässt, ist ein Rinnenkranz auf der Welle *d* befindlich, in welchem die Rollen *c* und *b*, die auf die Zapfen zweier verbundener, einander gegenüberstehenden Kurbeln gesteckt sind, gleiten. Die Welle *a* ist *d* parallel und der Abstand *c b* nicht grösser als *f d*. Eine gleichförmige Drehung der Welle *a* hat auch eine ebensolche der Welle *d* zur Folge.



Fig, 683.

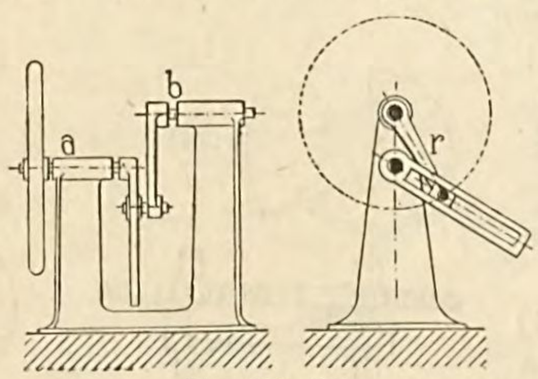


Fig. 684—685.

Die **Kurbelschleife** (Fig. 684—685) besteht aus zwei parallelen Wellen *a* und *b*, die mit einer gewöhnlichen Kurbel und mit einer Schlitzkurbel, in welcher sich ein Gleitstück bewegen kann, versehen sind. Man kann diesen Mechanismus da anwenden, wo gefordert wird, dass eine Welle die eine Hälfte ihrer Umdrehung schneller machen soll als die andere (Anwendung bei Stossmaschinen etc.).

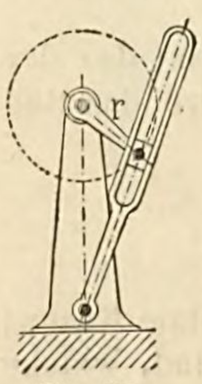


Fig. 686.

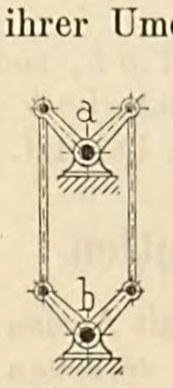


Fig. 687.

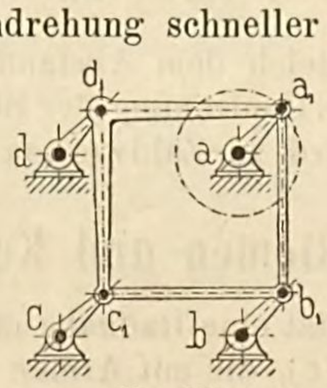


Fig. 688.

b. Die Kurbelschwinge (Fig. 686) ist ein specieller Fall des soeben betrachteten Mechanismus. Die Schlitzkurbel macht nur eine hin- und hergehende Bewegung; der Hingang ist bedeutend langsamer als der Rückgang.

c. Kurbeltransmissionen. Parallelen Wellen kann dadurch dieselbe Drehung mitgetheilt werden, dass man sie mit Kurbeln versieht, auf deren Kurbelzapfen man Schubstangen steckt, welche genau gleich der Axenentfernung sind.

*) In dem Holzschnitte Fig. 679 sind die Verhältnisse aus Rücksichten der Deutlichkeit wie 3 : 1 gewählt.

In Fig. 687 stecken auf den Wellen a und b je zwei Kurbeln unter 90°. Eine jede Bewegung von a bringt auch eine solche in b hervor. (Anwendung: Kuppelung der Locomotivachsen.)

In Fig. 688 sind vier Achsen durch vier Stangen verbunden und zwar ist $a_1 d_1 c_1$ ein steifer Winkelhebel. Dreht man a, so wird diese Bewegung allen drei Achsen mitgetheilt. Die Anordnung findet als Schützenaufzug bei den Turbinen Anwendung.

4. Hin- und Hergang (Geradführungen).

a. Die Sinus- und Sinus-versus-Bewegungen. 1. Mit Hilfe der Kurbel. Das Stück a (Fig. 689) ist eine bewegliche Gleitbahn, die in Stangen ausläuft und in e und d geführt wird. Wenn nun die Kurbel $c\,b$ gedreht wird, so gleitet der Klotz b im Schlitze der Gleitbahn und schiebt die letztere in ihren Führungen auf und ab.

2. Mit Hilfe des Excenters. Da die Excenterbewegung eine maskirte Kurbelbewegung ist, so ist dieser Mechanismus im Grunde dem vorigen gleich. a (Fig. 690) ist die Welle, b das Excenter, um welches die in c und d geführte Schlinge greift. Bei Rechtsdrehung drückt das Excenter die Schlinge abwärts und hebt sie dann wieder. Die Reibung ist grösser als bei der vorigen Anordnung, doch hat man den Vortheil, dass die Welle durchgehen kann.

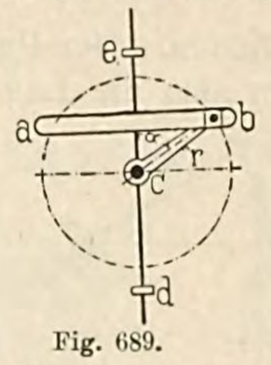


Fig. 689.

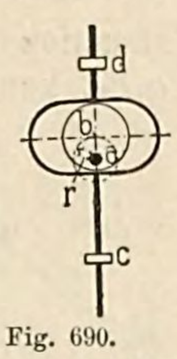


Fig. 690.

b. Excenter mit veränderlicher Excentricität. a (Fig. 691) ist eine Welle, die ein Excenter b trägt; um b ist die Scheibe c excentrisch drehbar, die ihrerseits wieder von dem Zaume g umschlossen ist, der in die Stange h ausläuft. Durch die Drehung der Welle a wird die Stange i auf- und abbewegt. Practisch ist der Mechanismus dann, wenn die Welle a nicht unterbrochen werden darf.

c. Das Planetenrad (von Watt). Eine Stange a, in zwei Führungen laufend, ist mit der Schubstange b verbunden; am anderen Ende befindet sich, wie in Fig. 692 angedeutet, ein Zahnrad c, das seine relative Lage gegen die Schubstange nicht ändern kann. Ein c gleiches, um die Axe d laufendes Zahnrad wird durch die Schiene h mit c in Eingriff erhalten. Bewegt sich a auf und ab, so muss sich Rad und Welle drehen und bei einem Hin- und Hergang zwei Umläufe machen.

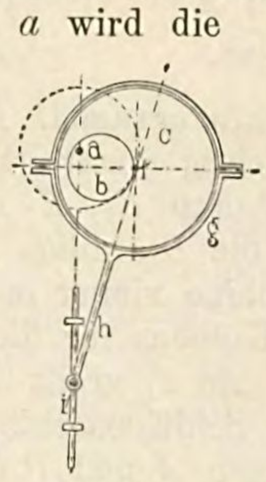


Fig. 691.

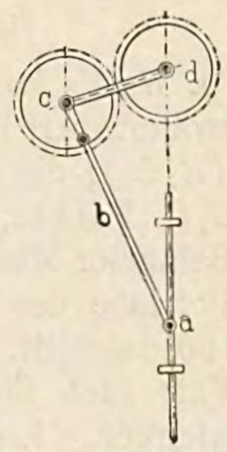


Fig. 692.

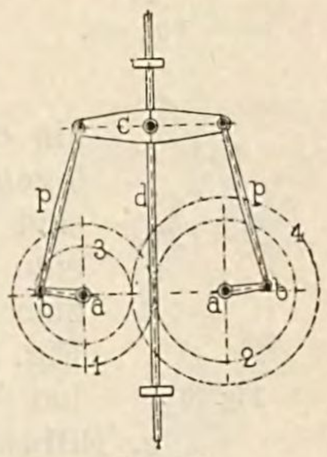


Fig. 693.

d. Geradführung mit zwei Kurbeln. Auf die in Fig. 693 skizzirten beiden Wellen a und b sind zwei gleich grosse Kurbeln in entgegengesetzter Richtung gesteckt, die mit dem Balancier c und der Stange d durch zwei Pleuelstangen p verbunden sind. Zwei gleiche Zahnräder (1 und 2) vermitteln die Bewegung der Wellen und verursachen ein Auf- und Abgehen des Balancier mit der Stange. Sind die Zahnräder nicht gleich (3 und 4, Fig. 693), so ist auch der Hub veränderlich und nimmt stetig von der doppelten Kurbellänge bis Null ab und darauf wieder zu. (Interferenz-Bewegung.)

e. Die Schubdoublirung (Fig. 694). Durch die Welle a wird eine Kurbel bewegt, die mittelst der Schubstange s ein Hin- und Hergehen des Zahnrades z bewirkt. Zwei Zahnstangen c und b sind mit z in Eingriff und zwar ist b fest, c in Führungen beweglich. Die Bewegung von c ist doppelt so gross als die Bewegung des Mittelpunktes von z. Anwendung findet der Mechanismus bei Druckerpressen.

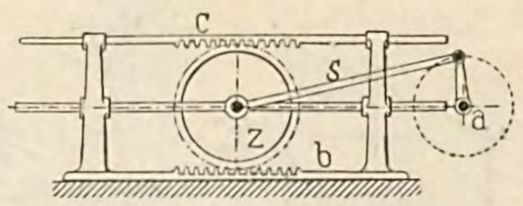


Fig. 694.

f. Bewegung durch Herze. a (Fig. 695) ist eine mit einer herzförmigen Scheibe verbundene Welle. b ist eine Rolle, gegen welche das Herz bei der Drehung der Welle drückt und so die in Führungen $c\,d$ gehaltene Stange hebt. Ist der Hingang gleich dem Rückgang, so befestigt man an der Stange noch eine Rolle b_1, alsdann muss jedoch die Summe der Radienvectoren constant gleich $r + r_1$ sein. Die Construction der Curve erfolgt auf dieselbe Weise wie die im Abschnitte „Mathematik“ Bd. IV gegebene Construction der Daumencurve. Die Begrenzung des Herzes ist eine Aequidistante, die eigentliche Curve geht durch die Wellenmittel der Rollen.

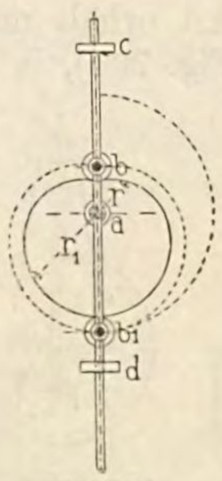


Fig. 695.

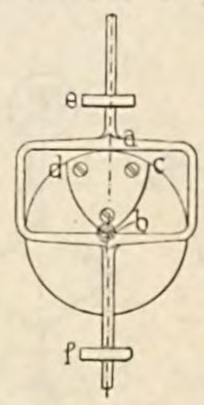


Fig. 696.

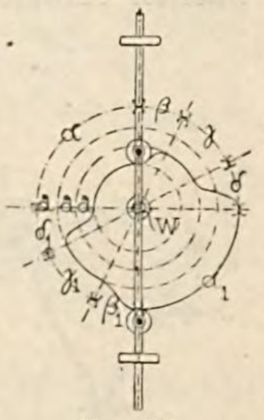


Fig. 697.

g. Das Bogendreieck. An der auf der Welle b sitzenden Scheibe ist ein Bogendreieck $b\,c\,d$ befestigt, das sich um seine Spitze in b dreht und infolge dessen die in e und f geführte Stange bewegt, in deren Schlinge sich das Dreieck bewegt. Denkt man sich den Dreieckspunkt c in a befindlich, so findet von 0°— 60° Stillstand, 60°—180° Niedergang, 180°—240° Stillstand, 240°—360° Erhebung statt. Die Bogendreiecke finden Anwendung zur Bewegung der Schieber bei Dampfmaschinen.

h. Expansionsscheibe (Fig. 697). Die für einen Expansionsschieber nacheinander erforderlichen Wege können mittelst der Expansionsscheibe erzeugt werden, indem man deren Durchmesser um das erforderliche Stück wachsen lässt und die Uebergänge gut ausrundet.

5. Lenker.

a. Balancier und Gegenlenker. Lemniskoidenlenker (Fig. 698). Sind Oa_1 und Oc_1 zwei Hebel, die man durch eine Schiene a_1c_1 verbindet, so giebt es einen Punkt b auf a_1c_1, der bei der Bewegung eine gerade Linie beschreibt. Ist nun Oa_1 und $\frac{a_1b}{bc_1}$ gegeben, so kann man die Länge von Oc_1 durch Construction finden. Der Punkt b bleibt in der Linie xy, die in $^1/_2$ ad $\perp$ zu Oa steht. Man kennt a_1b_1 und a_1c_1, kann also die Lage der Punkte c_1, c und c_2 aus der obersten, mittleren und unteren Lage des Excenters bestimmen. Wird dann ein Kreis construirt, der durch diese drei Punkte geht, dessen Radius Oc und dessen Mittelpunkt O ist, so ergiebt sich damit auch die Länge von cO. Die wahre Bewegung von b ist keine gerade Linie, die Abweichung fällt jedoch ganz unmerklich aus, wenn das Verbindungsstück gleich der Hälfte, der Balancier gleich dem 3 fachen Kolbenhub ist.

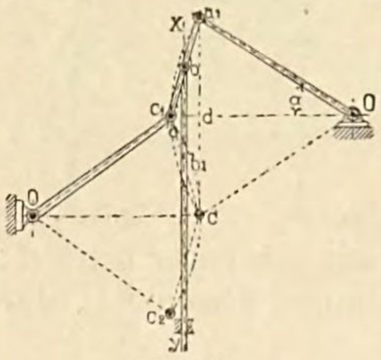


Fig. 698.

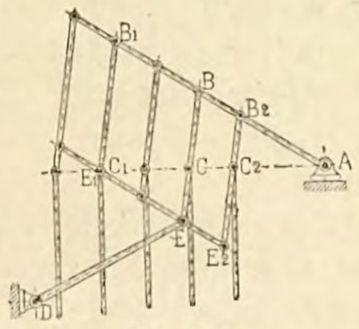


Fig. 699.

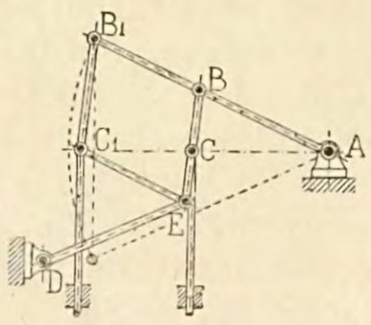


Fig. 700.

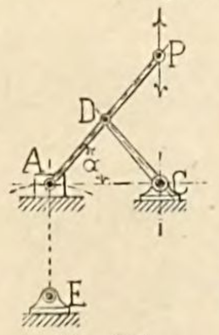


Fig. 701.

b. Watt's Parallelogramm. Ist $ABCED$ (Fig. 699) eine Hebelverbindung, die auf die vorhin erwähnte Art richtig construirt ist, so kann man durch E eine Parallelschiene zum Balancier legen (E_1E_2); die Punkte E_1, E_2 mit B_1 und B_2 so verbinden, dass $B_1E_1 \parallel B_2E_2$ wird; alsdann sind C_1C_2 Punkte, die C ähnlich geführt werden, also auch gerade Linien beschreiben. Für eine Balancier-Maschine nimmt man als Geradführung nur soviel Punkte C, als man ausser zum Betriebe des Kolbens für die Pumpen braucht, und erhält dann die Anordnung, wie sie Fig. 700 darstellt. An C_1 greift die Kolbenstange, an C die Luftpumpe an. Denselben Lenker hat Watt auch für Schiffsmaschinen angewendet.

c. Ellipsenlenker. Liegen A und P (Fig. 701) auf den Axen eines rechtwinkeligen Coordinatensystemes, dessen Durchschnittspunkt in C ist, so wird P gerade geführt, wenn man A mit P durch eine Schiene, O mit D durch eine Kurbel verbindet und den Punkt A durch eine Gleitbahn stützt (oder angenähert durch den Hebel AE führt). Gewöhnlich ist $AP = 2\,CD$.

d. Evan's angenäherter Ellipsenlenker (Fig. 702). Man führt den Punkt P ebenfalls gerade, wenn man folgende Annäherung benutzt. Die Geradführung in A (Fig. 701) ersetzt man durch einen flachen Kreisbogen aus E als Drehpunkt. Ferner kann man noch bei nicht zu grossen Ausschlägen die Ellipse durch einen flachen Kreisbogen ersetzen, zu welchem Zwecke die Schiene OD einzuschalten ist. Gewöhnlich ist $\sin\alpha = 1/3$, $\alpha = 19{,}5^0$.

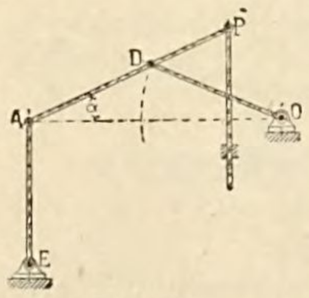


Fig. 702.

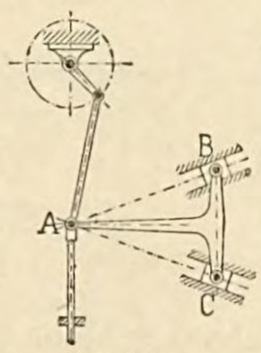


Fig. 703.

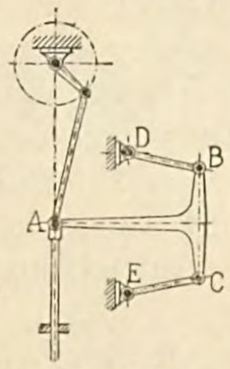


Fig. 704.

e. Der Dreieckslenker beruht auf folgendem Satze: Wenn man ein Dreieck so verschiebt, dass zwei Eckpunkte stets auf den Richtungen zweier Seiten bleiben, so beschreibt der dritte Eckpunkt eine gerade Linie. Ist ABC (Fig. 703) dieses Dreieck, so hat man nur B und C mit Gleitbahnen in der Richtung von AB und AC zu versehen, um den Punkt A gerade zu führen. Angenähert erhält man den Dreieckslenker, wenn man die Geradführung durch einen flachen Kreisbogen ersetzt (Fig. 704), in dem man die Schienen DB und EC anbringt.

f. Der Nehrlich'sche Lenker (Fig. 705). Um eine Stange S gerade zu führen, bringe man auf einem Hebel AB einen Zapfen P an, den man mit einem Gleitklotz und einer Schlinge P umgiebt. Stellt man dann die Verbindung BCP her, so erfolgt die Führung von S geradlinig. Die richtigen Verhältnisse der Hebel findet man wie folgt: Man zeichne den Hebel AB in seiner mittelsten und den beiden äussersten Lagen; sodann nehme man die Länge von BC beliebig an und beschreibe um BB_1 zwei Kreise. Man mache $FG = BC$ und ziehe durch G eine $\perp$ zu AF. Man erhält dann die Punkte C und C_1. Errichtet man nun in C und C_1 Senkrechte zu CGC_1, so erhält man die Punkte P und P_1; die Verhältnisse sind also jetzt vollständig festgelegt.

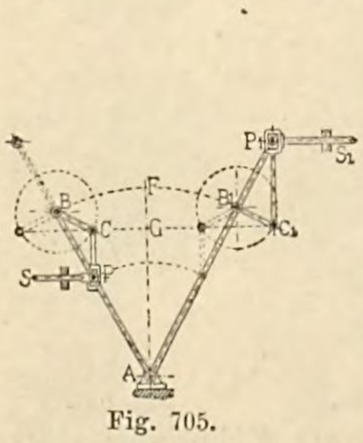


Fig. 705.

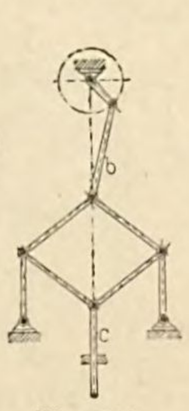


Fig. 706.

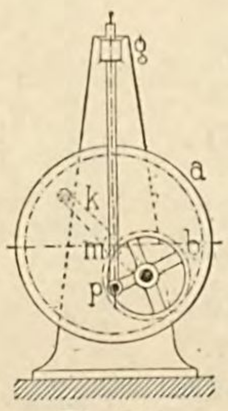


Fig. 707.

g. Die Geradführung mittelst des Gelenkrhombus (Fig. 706). Zwischen das Schubstangenende *b* und die Kolbenstange *c* ist ein Gelenkrhombus eingeschaltet, dessen beide anderen Endpunkte durch zwei Stangen gestützt werden.

h. Die Hypocykloiden-Geradführung (Fig. 707). Wenn ein Kreis in einem anderen rollt, dessen Durchmesser gleich dem Radius des anderen, so bildet die Hypocykloide eine gerade Linie. *a* (Fig. 707) ist ein fester Zahnkranz, in dem das Rad *b*, dessen Theilkreisdurchmesser die Hälfte von dem des grossen Rades ist, durch die Kurbel *k* um den Mittelpunkt *m* gedreht werden kann. Ein Punkt *p* auf dem Theilkreise liegend beschreibt dann eine gerade Linie und die Stange *g p* wird gerade geführt.

6. Kehrbewegungen.

a. Das Mangelrad (Fig. 708). Das Rädchen auf der Welle *a* wird gleichförmig gedreht und fasst dann in die schleifenförmige Verzahnung des geführten Stückes *A A*. In der Rinne *r* gleitet das Ende der Welle *a*. Wird nun das Rad gedreht, so schiebt sich *A A* fort. An der Krümmung dreht sich das Rad um *d* und kommt in die Lage a_1, während *A A* rückwärts geht.

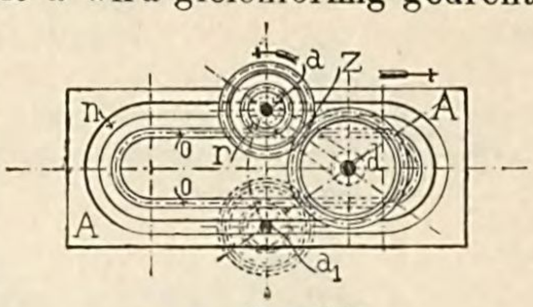


Fig. 708.

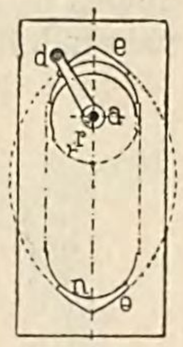


Fig. 709.

b. Das halbverzahnte Rad (Fig. 709) bewirkt dieselbe Bewegung. Um die Welle *a* dreht sich ein Rad, dessen Umfang zur Hälfte verzahnt, zur Hälfte glatt ist. Eine Schlinge ist um dieses Rad gelegt, deren Krümmung genau gleich dem Theilkreise des Rades ist. Die geraden Theile der Schlinge sind verzahnt und zwar ist deren Länge gleich dem halben Umfang des Zahnrades. Wenn die Zähne des Rades diejenigen der einen Seite der Verzahnung verlassen, darf der Eingriff in die der anderen Seite noch nicht begonnen haben. Da die Welle *a* festgelagert ist, so macht auf diese Weise der verzahnte Rahmen eine auf- und abwärtsgehende Bewegung. Damit derselbe jedoch auch richtig geführt wird, falls das Rad nicht im Eingriff, so fasst hinter die Ansätze *e e* ein Taster, der an der Kurbel *d* befestigt ist, und bewirkt die Führung. Man kann diesen Mechanismus auch so einrichten, dass er eine schwingende Bewegnng macht; dann verfährt man, wie in Fig. 710 skizzirt. Man gestaltet den Rahmen zu einem Kreisbogen und giebt demselben einen Drehpunkt *O*, verfährt aber sonst wie vorhin.

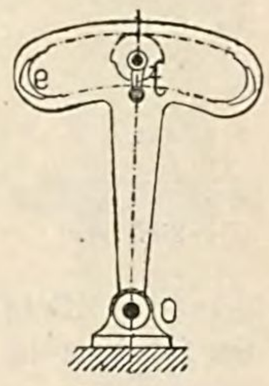


Fig. 710.

c. Halbverzahnte Kegelräder (Fig. 711). Die Welle *a* wird gleichförmig gedreht und überträgt mittelst eines halbverzahnten Kegelrades ihre Bewegung abwechselnd auf das Rad *b* oder *c*, die ebenfalls zur Hälfte glatt sind. Die Bewegung der Welle *d* wird dadurch eine hin- und hergehende. Auch hier darf der Eingriff des einen Rades nicht früher beginnen, als bis der des anderen aufgehört hat; zur Sicherung der Bewegung ist deshalb auch eine besondere Vorrichtung anzubringen.

d. Mangelräder mit Triebstock und mit doppelter Verzahnung (Fig. 712—713). Diese beiden Mechanismen sind sich im Princip vollständig gleich, und zwar bestehen dieselben aus dem um *a* drehbaren Rade, welches in Fig. 712 einen Ring mit Triebstöcken oder in Fig. 713 einen solchen mit Verzahnung trägt. Ein Rad *b* greift in die Triebstöcke bez. Zähne des anderen ein und bewegt dasselbe. Die Welle von *b* ist entweder in einer Schaukel gelagert oder mit Hooke'schem Gelenk versehen. Sobald nun das Stück *c* an die Welle von *b* kommt, wird diese herabgedrückt und unterhalb des Ringes geführt, wodurch bei derselben Drehung von *b* eine Umkehrung von *a* eintritt. Bei dem verzahnten Ringe ist die Geschwindigkeit wegen der Veränderung der Halbmesser verschieden. Aehnliche hierher gehörende Umkehrungen und Drehbewegungen werden noch bei den Auskehrungen betrachtet werden.

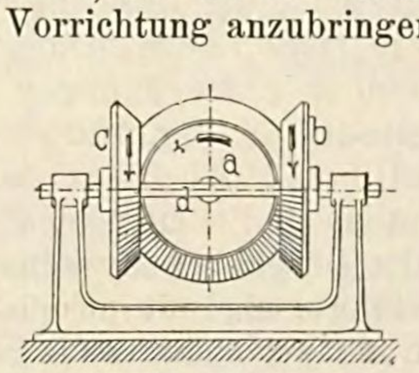


Fig. 711.

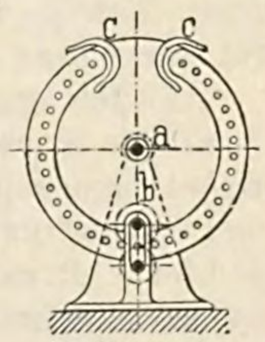


Fig. 712.

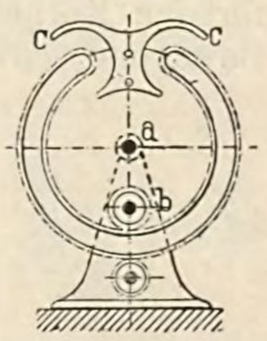


Fig. 713.

7. Schaltungen.

a. Schaltung mit Verzahnung (Fig. 714) zeigt die Schaltung eines beliebigen Körpers *a b* (Zahnstange, Rad etc.) für eine ruckweise Bewegung; *c* ist der Sperrhaken oder Sperrkegel und *d* der Schalthaken. *d* ist an einem Hebel befestigt, bei dessen Drehung der Zahn auf der Theilung schleift und

wenn der Weg des Hakens grösser ist als eine Theilung, beim Rückgange in die erstere fasst und das Stück ab fortschiebt. Soll die Schaltung weniger als eine Theilung, vielleicht die Hälfte derselben betragen, so wendet man doppelte Sperrkegel und Sperrhaken an (Fig. 715); c_1 und d_1 stehen auf $^1/_2$ der Theilung, fallen also ein, nachdem sich ab um soviel verschoben. Fig. 716 zeigt dieselbe Anordnung an einem Rade. Auch sind die beiden kleineren Sperrkegel an den Seiten vorhanden, um ein Rückwärtsgehen des Rades zu hindern. Eine Schaltung mit verstellbarem Hub, wie sie bei Hobelmaschinen etc. vorkommt, zeigt Fig. 717. Auf der Drehungsachse a sitzt eine Schlitzkurbel, mit deren Hilfe man durch eine Schraube das Ende der Schubstange s verstellen kann.

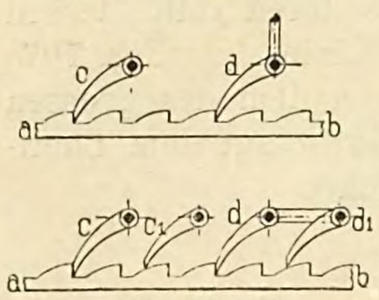


Fig. 714—715.

b. Continuirliche Schaltungen erhält man durch Anwendung des Mechanismus (Fig. 718). Der Sperrkegel ist zum Schieben, der Sperrhaken zum Nachziehen des Rades oder der Stange eingerichtet. Dies wird durch Hin- und Herdrehung des Hebels g um c bewirkt. Bei Drehung um c nach der rechten Seite schiebt c in der Richtung des Pfeiles, während d bei der Rückwärtsbewegung des Hebels g die Stange ab ebenfalls nach links zieht.

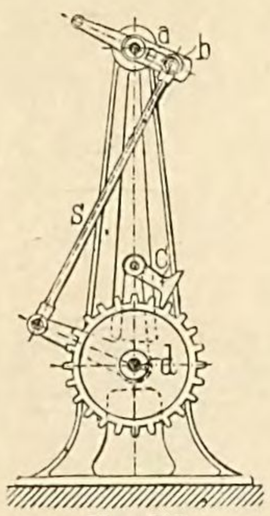


Fig. 717.

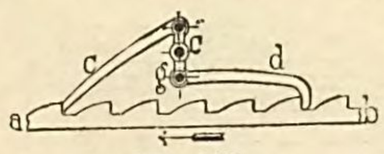


Fig. 718.

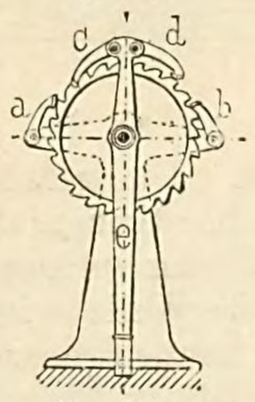


Fig. 716.

c. Schaltung mit Frictions-Sperrkegeln. Beliebig lange Strecken kann man mittelst der Frictions-Sperrkegel schalten. Rad und Sperrkegel sind glatt; letzterer wird, um des sicheren Angriffs gewiss zu sein, durch eine Feder angepresst. Die Bewegung erfolgt, sobald die Mittellinie des Kegels innerhalb des Reibungskegels liegt. Continuirlich wird die Schaltung durch die Anordnung, welche in Fig. 719 dargestellt ist. Die Einrichtung ist nun die folgende: Auf der Achse a sitzt eine gewöhnliche und eine Schlitzkurbel. Erstere dient zum Drehen, letztere zum Verstellen des Hubes der unten befindlichen Sperrkegel b und c. Diese fassen am Umfang des glatten Rades, welches auf der Welle d sitzt, an. Da nun bei jeder Drehung b herauf- und c heruntergeht, und zwar in entgegengesetzter Richtung, so werden die Reibungssperrkegel, die durch Federn f an das Rad gepresst werden, das letztere in derselben Richtung herumdrehen und so eine continuirliche Schaltung bewirken.

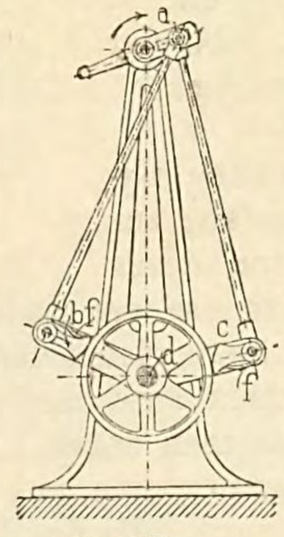


Fig. 719.

8. Parallelführungen.

Wenn ein Körper so geführt wird, dass alle seine Lagen parallel der Anfangslage sind, so nennt man den Mechanismus, mittelst dessen diese Bewegung ausgeführt wird, Parallelführung. Plattenförmige Körper, deren Bewegung in ihrer Ebene erfolgen soll, sind in zwei Punkten zu führen; bei der Bewegung senkrecht zur Ebene muss aber die Führung in drei Punkten erfolgen.

a. Das Parallellineal (Fig. 720). An den beiden gleich langen, im Abstande c befindlichen Kurbeln a und b befindet sich die Schiene c, deren Lagen beim Bewegen der Hebel immer parallel sind. Die Anordnung ist bekannt und wird häufig angewendet.

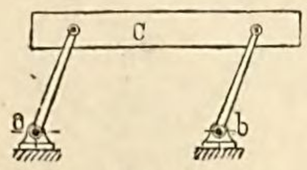


Fig. 720.

b. Die Parallelbewegung mit Schnüren (Fig. 721). Ein Körper soll parallel bewegt werden; zu dem Ende sind daran die Rollen $e\,f\,g\,h$ angebracht, über welche die gespannten Schnüre $a\,e\,h\,d$ und $c\,g\,f\,b$ gelegt sind. Werden die Schnüre bewegt, so muss sich das Lineal parallel bewegen, da sowohl jede Rechts- als Linksbewegung verhindert wird. Der Mechanismus findet in der Spinnerei beim Selfactor Anwendung, wo er zum Ausziehen des Wagens dient; statt der Rollen $e\,g\,f\,h$ hat man dort Schnecken.

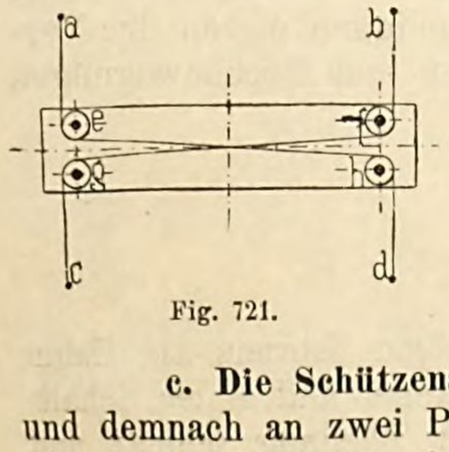


Fig. 721.

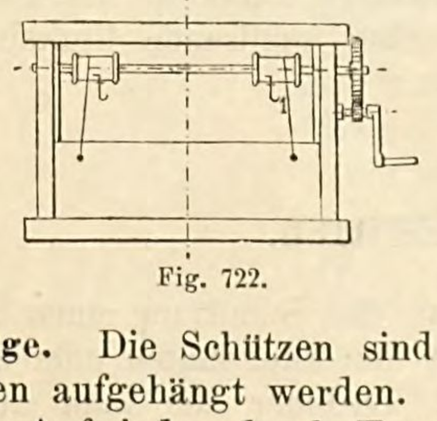


Fig. 722.

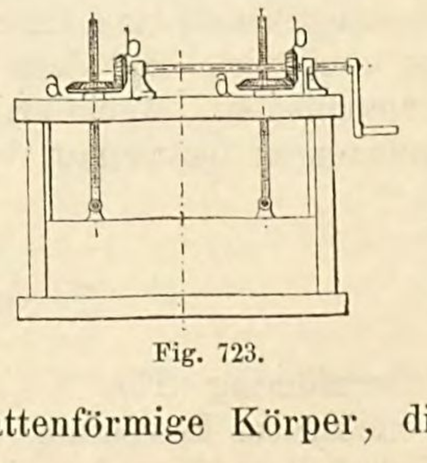


Fig. 723.

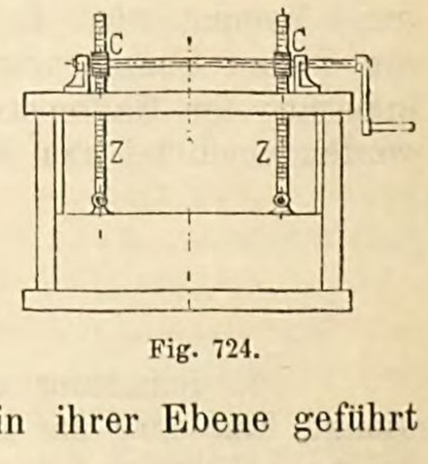


Fig. 724.

c. Die Schützenaufzüge. Die Schützen sind plattenförmige Körper, die in ihrer Ebene geführt und demnach an zwei Punkten aufgehängt werden.

In Fig. 722 wird das Aufwinden durch Trommel und Kette bewirkt.

Um den Aufzug Fig. 723 zu bewirken, hat man die Schraubenmuttern *a a* zu konischen Rädern umgestaltet und bewegt sie durch Triebe *b b*. Damit die Axe von *b b* diejenige der Schrauben nicht schneidet, ist die Verzahnung hyperbolisch zu machen.

Einen Schützenaufzug mit Zahnstangen *z z* stellt Fig. 724 dar. In die Zähne von *z z* greifen die Triebe *c c*; die Stange läuft hinter *c c* in einer Rollenführung.

d. Die Bohrmechanismen zum Bohren von Cylindern bestehen im allgemeinen aus einer starken Spindel, über die der Bohrkopf mittelst Schrauben fortbewegt wird, im Falle derselbe gedreht wird.

In Fig. 725 ist *a* die Spindel, *b* der Bohrkopf und $c\,c_1$ ein mit *a* verbundener Theil, welcher die Schrauben *S* enthält. Wird das Rädervorgelege in Drehung versetzt, so drehen sich die Schrauben entgegengesetzt und ziehen den Bohrkopf nach rechts.

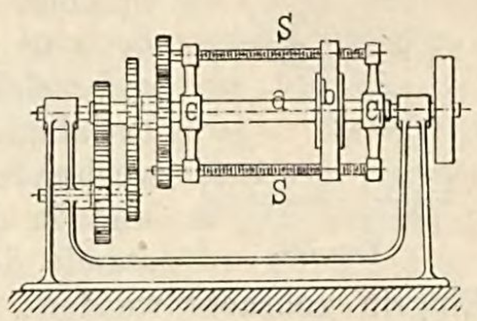


Fig. 725.

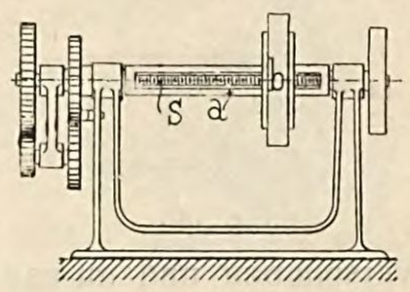


Fig. 726.

In Fig. 726 ist die Spindel hohl und birgt die Schraube, deren Mutter an Führungen gleitet und die in dem Bohrkopfe befestigt ist. Die Spindel dreht sich unabhängig von der Räderübersetzung, welche den Bohrkopf hin- und herschiebt.

9. Riemenführung, Abstellung und Einkehrung.

a. Continuirliche Riemenführung. Um einen Riemen continuirlich hin und her zu bewegen, wie dies z. B. bei den Expansionsriemenkegeln (Fig. 677 u. 678) der Fall ist, bedient man sich des nebenstehenden Mechanismus (Fig. 727 u. 728). Der Riemenführer *r* besteht aus einer Gabel, einer Hülse, die über einer Stange gleitet, und einem beweglichen Stück *s*, welches ein Theil einer Mutter ist. Auf der Schraubenspindel *S* ist ein flaches rechtes und ein linkes Gewinde eingeschnitten. Der Theil *s* muss nun so gross sein, dass er in den Gängen gleiten kann, ohne die Führung zu verlieren, ist mithin etwas länger als die Lücke *a b* zu machen. Kommt *s* nun an das Ende der Schraube, vielleicht aus dem rechtsgängigen Gewinde, so wird es selbstthätig in das linke hinübergedrängt, indem es sich um einen Zapfen der Riemengabel dreht, und der Riemen wird wieder aufwärts geleitet.

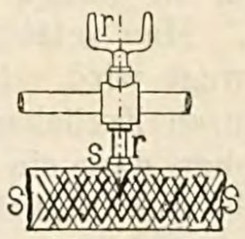


Fig. 727.

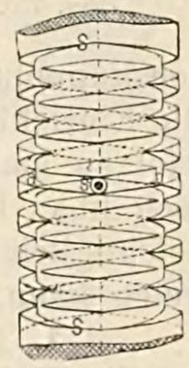


Fig. 728.

Unter den sogen. Auskehrungen und Einkehrungen, welches Vorrichtungen zum Ab- und Einstellen von Maschinenbestandtheilen sind, kommen auch manche vor, welche mit Mechanismen verbunden sind, die eine Drehung in die entgegengesetzt gerichtete verwandeln.

b. Die Leerrolle dient dazu, eine Welle ausser Betrieb zu setzen. *a* (Fig. 729) ist die Betriebswelle, *b* die getriebene Welle, die Scheibe rechts ist auf *b* festgekeilt und die links davon befindliche lose; leitet man den Riemen durch die Gabel auf letztere, so steht *b* still, da keine Mitnahme der Welle erfolgen kann.

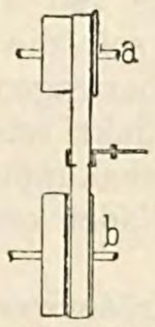


Fig. 729.

c. Auskehrung mit drei Rollen (Fig. 730). Auf der Welle *w* sitzen drei Rollen *a, b, c*. *b* ist die Losscheibe, *c* sitzt auf *w* fest. Beim Antrieb von *c* laufen die Räder *f, e, d* zwecklos mit herum. Leitet man den Riemen auf die Rolle *a*, die mit dem Zahnrade *d* verbunden ist und auch lose auf der Welle sitzt, so wird *w* durch das Zwischenrad *e* und das auf *w* festgekeilte Zahnrad entgegengesetzt, aber mit derselben Geschwindigkeit umgetrieben. Die Riemenscheiben haben also in beiden Fällen gleiche Geschwindigkeit. In Fig. 731 ist dieselbe Anordnung dargestellt, nur mit der Abänderung, dass statt des Rades *e* ein doppeltes Rad $e\,e_1$ eingeschaltet ist. Infolge dessen ist die Geschwindigkeit der Welle *w* grösser, wenn der Riemen auf *c* läuft, als wenn er *a* umtreibt.

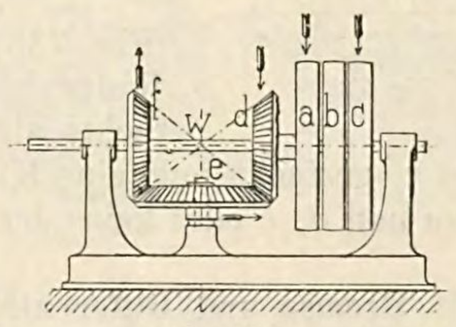


Fig. 730.

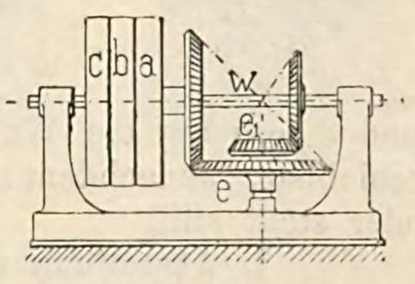


Fig. 731.

d. Eine Abstellung mit drei Rollen, aber mit **Stirnrädern** zeigt Fig. 732. Die Riemenscheibe *c* ist auf der Welle *w* festgekeilt und treibt dieselbe direct. *b* ist die Losscheibe, und die Scheibe *a* mit Innenverzahnung sitzt ebenfalls lose auf *w*. Wird der Riemen auf *a* geleitet, so überträgt *a* die Bewegung auf das Zwischenrad *f* und dieses greift in *e* ein, welches auf der Welle *w* befestigt ist. Die Drehung von *w* erfolgt in entgegengesetzter Richtung und mit einer grösseren Geschwindigkeit, die dem Verhältnisse der Halbmesser der Zahnräder entspricht.

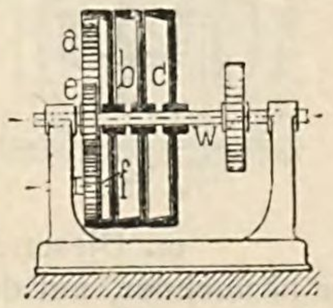


Fig. 732.

e. Abstellung mit Zwischenrad (Fig. 733). Die Welle, auf welcher das Rad *b* sitzt, wird mit Hilfe des Zwischenrades *c* bewegt. *c* ist durch einen schwingenden Hebel um das Wellenmittel von *a* zu drehen und mit *b* ausser Eingriff zu setzen. d_1 kommt dann in die Lage d_2.

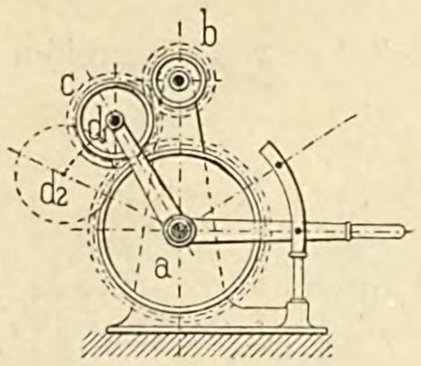


Fig. 733.

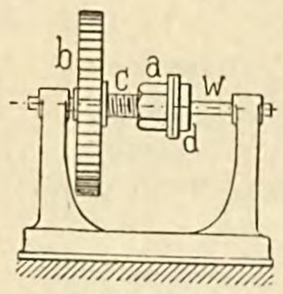


Fig. 734.

f. Auskehrung mittelst Schraube (Fig. 734). *w* ist die treibende Welle, *b* ein Zahnrad, welches die Bewegung überträgt und dessen Nabe in einer Schraube *c* endigt. *b* ist nun zwar auf *w* festgekeilt, doch in einer Keilnuth um die Zahnbreite verschieblich. Der mit *a* bezeichnete Theil besteht aus einem Sechskant, in welches die erwähnte Schraube *c* tritt. Die Mutter und das Stück *d* sind fest verbunden und, da *d* gegen einen Wellenvorsprung tritt, drehbar und in der Axenrichtung nicht verschieblich. Beim Stillstande des Rades *b* kann durch Drehen der Mutter *a* das erstere verschoben und ausser Eingriff gebracht werden; während der Bewegung ist die Auslösung nicht zu bewirken.

g. Auskehrung mit Frictionskuppelung. Diese Anordnung, in Fig. 735 dargestellt, erlaubt, die Welle *w* während des Ganges der Scheibe *b* ausser Betrieb zu setzen. *b* ist eine Losscheibe und kann durch die längs der Welle *w* auf einem langen Keil gleitende Frictionskuppelung eingeschaltet werden. Ein Hebel, der in *a* seinen Drehpunkt hat und dessen einer Endpunkt *d* mittelst Schraube und Handrad hin- und herbewegt werden kann, besorgt das Ein- und Ausrücken der Kuppelung *c*.

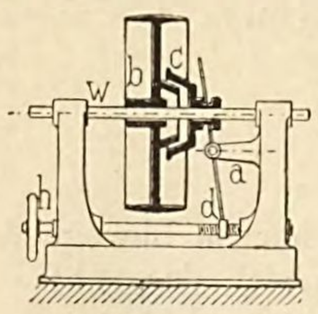


Fig. 735.

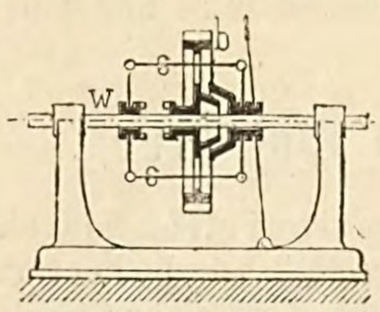


Fig. 736.

h. Auskehrung mit Frictions- und Klauenkuppelung. Um eine Welle *w* fest mit dem Rade *b* zu kuppeln und doch nicht die Bewegung plötzlich und mit Stoss auf die ruhende Welle *w* zu übertragen, hat man, wie Fig. 736 zeigt, Klauen- und Frictionskuppelungen angewendet. Beide Kuppelungen sind durch zwei Stangen *s s* miteinander verbunden. Die Einrichtung ist derart, dass die Drehung der Stangen *s s* unabhängig von der Mitnahme der Kuppelungen erfolgen kann. Man setzt nun die Welle in Gang durch Anpressen des Frictionskegels, indem der Hebel nach links bewegt wird. Hat *w* dieselbe Geschwindigkeit wie *b*, so rückt man die Klauenkuppelung mit Leichtigkeit durch Zurückschlagen des Hebels ein und verbindet Welle und Rad so, dass kein Gleiten eintreten kann, ohne dass ein Druck in der Axenrichtung wirkt.

i. Aus- und Einkehrung mit Klaue und Bremsband (Fig. 737). Die Bewegung der Welle *a* soll auf die Welle *b* übertragen werden (in der Figur ist die Welle *a* irrthümlich durchgehend gezeichnet); zu dem Ende sind auf *a* und *b* zwei Scheiben *c* und *d*, die durch die Reibung eines Bremsbandes *e* verbunden werden, und zwar ist *c* auf *b* fest, *d* auf *a* jedoch nicht festgekeilt. Drückt man jetzt den Hebel nach der linken Seite, sodass die Klaue zum Eingriff kommt, so erfolgt mittelst der Reibung des Bremsbandes *e* auf *c* und *d* die Mitnahme von *b*.

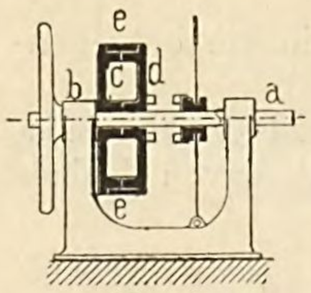


Fig. 737

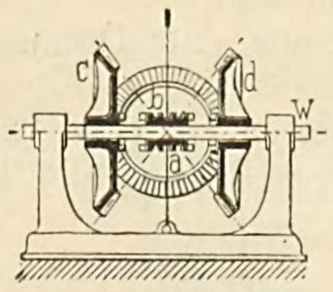


Fig. 738.

k. Ein- und Auskehrung mit Kuppelungen. Von der Welle *w* (Fig. 738) soll die Bewegung nach Belieben auf die Welle des Rades *b* übertragen werden, und zwar soll der Drehsinn sowohl rechts als links sein können. Zu dem Ende sind die Zahnräder *d* und *c* lose auf die Welle *w* gesteckt und eine Klauenkuppelung oder Frictionskuppelung *a* ist auf *w* verschiebbar. Jenachdem man nun *d*, *c* oder keins der Räder kuppelt, läuft die Welle von *b* rechtsum, linksum oder steht still.

l. Abstellung mit Bremse und Differentialräderwerk (Fig. 739). Auf der Welle *w* sitzt ein beständig bewegtes Kegelrad *a*, während *b* auf ein anderes Stirnrad die Bewegung von *w* übertragen soll. Mit *b* fest verbunden ist das Rad *e*, die beide auf *w* lose sitzen. Gleichzeitig in *a* und *e* fassen die Kegelräder *c* und *d*, die auf kleinen Achsen sitzen, welche in der ebenfalls nicht festgekeilten Bremsscheibe *f* gelagert sind. Zieht man nun das Bremsband an und stellt *f* fest, so dienen *c* und *d* als Zwischenräder und versetzen *e* und das mit ihm verbundene Stirnrad *b* in Rotation. Lässt man das Bremsband schleifen, so bleiben *b* und *e* infolge des Widerstandes der Maschine stehen, während *c*, *d* und *f* durch *a* getrieben um *e* zwecklos rollen.

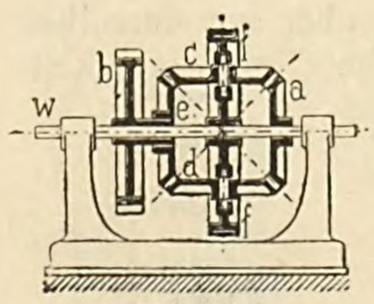


Fig. 739.

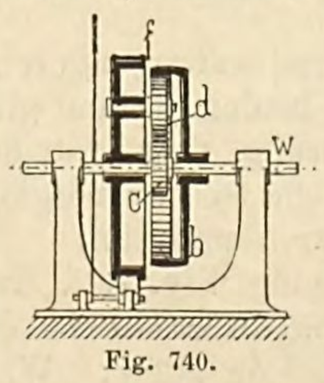


Fig. 740.

m. Dieser Auskehrung verwandt ist diejenige mit **Planetenrad** (Fig. 740). Die getriebene Welle ist mit *w* bezeichnet, auf der nur das Rad *c* festgekeilt ist. Dieses greift in das innerhalb der Bremsscheibe *f* gelagerte Zwischenrad *d*, welches mit der Innenverzahnung von *b* im Eingriff ist. Sobald *f* gehalten wird, wirkt *d* als Zwischenrad; bei Lösung des Bremsbandes rollt *f* mit *d* um *c* in *b*, ohne dasselbe zu bewegen.

10. Mechanismen der rotirenden Dampfmaschinen.

Wenngleich auch bis zum heutigen Tage das Problem der rotirenden Dampfmaschine noch ungelöst ist und zu keinem befriedigenden Erfolge geführt hat, so ist doch in manchen Specialfällen (meistens wohl nur bei Pumpen) ein Fortschritt nicht zu leugnen. Folgende Kapselwerke sind bemerkenswerth.

a. Lamb's Dampfmaschine (Fig. 741). Dieselbe besteht aus einem Gehäuse a mit dem Stege s und dem Cylinder c. Ein cylindrischer Ring z umfasst den Steg s und liegt an der inneren Wandung von a an. Dieser Ring wird durch ein Excenter e = der Differenz der Halbmesser der Kapsel a und des Ringes z bewegt. Das Bewegungsprincip ist nun so aufzufassen, dass, wenn z durch einen dem Kurbelgetriebe entnommenen Mechanismus in Umdrehung versetzt wird, der Punkt p sich längs der Wandung von a ausgehend bewegt, während der Schlitz an s bei einer Umdrehung in die Höhe steigt und abwärts geht. Mithin wird z auch, wenn es wieder in seine erste Lage zurückgekehrt ist, den gesammten Raum der Kapsel a ausgefüllt und in a enthaltene Stoffe (Gas, Wasser) verdrängt haben.

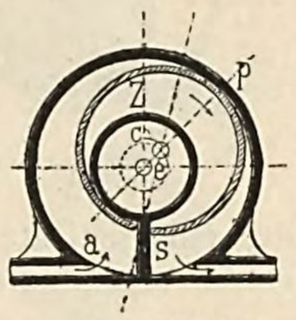


Fig. 741.

b. Bährens-Napier-Bompard-Dampfmaschine (Fig. 742). In dem Gehäuse $a\,b\,c\,d$ bewegt sich eine Art Excenter z um m; dasselbe ist so gross, dass es bei der Bewegung immer den Umfang von $a\,b\,c\,d$ berührt. An Stelle des Steges s (Fig. 741) treten hier zwei Schieber $s_1\,s_2$, sonst ist die Wirkungsweise wie vorhin.

c. Jule's Dampfmaschine mit einem Schieber (Fig. 743). Die Bewegung des Excenters ist hier leichter zu verfolgen; es ist klar, dass der Berührungspunkt o am ganzen Umfange der Kapsel schleift. Jedoch wenn o den Schieber berührt, der hier die Stelle des Steges s vertritt, so communiciren Ausfluss- und Einströmungsöffnung, für welchen Fall die Steuerung geeignet construirt sein muss.

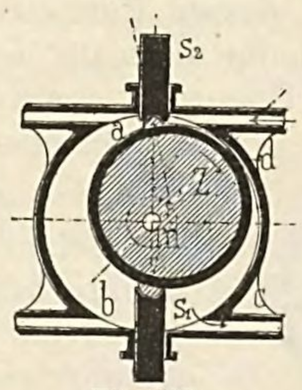


Fig. 742.

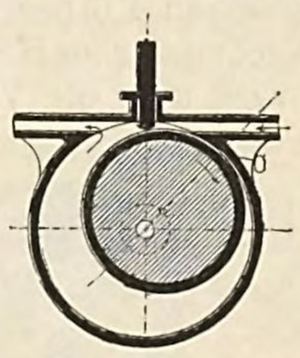


Fig. 743.

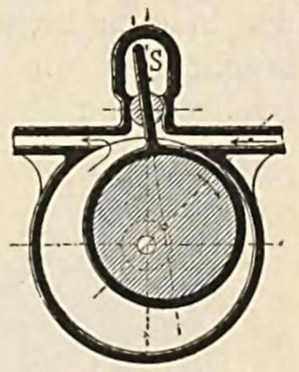


Fig. 744.

d. Knott's Pumpe (Fig. 744). Auch dieses Kapselwerk unterscheidet sich nur durch die Bildung des Steges von den vorhergehenden. Das Excenter ist mit einem Ringe versehen, an dem der Schieber s befestigt ist; derselbe gleitet in einem kleinen Cylinder, der seinerseits wieder in einem Lager ruht, das an ein Zapfenlager erinnert.

e. Bei **Beale's Gaspumpe** (Fig. 745) bemerken wir wieder das Excenter, welches zum Verdrängen des Gases dient. Die Schieber sind aus zwei Stücken s_1 und s_2, welche sich im Excenter hin- und herbewegen können, und aus zwei bogenförmigen Stücken $b_1\,b_2$ zusammengesetzt. Die Sectoren gleiten in einer ringförmigen Rinne und umfassen einen genügend grossen Winkel, um das Entweichen von Gas durch die erstere stets zu verhindern.

f. Davies' Dampfmaschine (Fig. 746) **und Ramelli's Pumpe** (Fig. 747) sind im wesentlichen übereinstimmende Constructionen. Sie weichen von den bisher betrachteten rotirenden Maschinen insofern ab, als der Kolben c nicht im Mittelpunkt der Kapsel $a\,b$ gelagert ist und sich excentrisch dreht, sondern centrisch um seinen eigenen Mittelpunkt drehbar ist. Die Dichtung erfolgt bei den drei Schiebern (Fig. 746) dadurch, dass man diese mit cylindrischen Zapfen in eine ringförmige Rinne, aus m beschrieben, greifen lässt; ausserdem ist am oberen Ende der Schieber ein cylindrischer Körper eingesetzt, um den Schluss möglichst dicht zu machen. Bei Fig. 747 ist die Anordnung ganz genau wie vorhin, nur wird der Schluss der Dichtung durch vier Schieber erreicht, die durch irgend welche Mittel (Federn, Eigengewicht etc.) gegen die Wand der Kapsel gedrückt werden. Die Pumpe ist schon sehr alt und schon um 1588 bekannt gewesen.

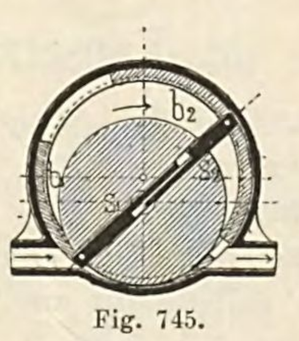


Fig. 745.

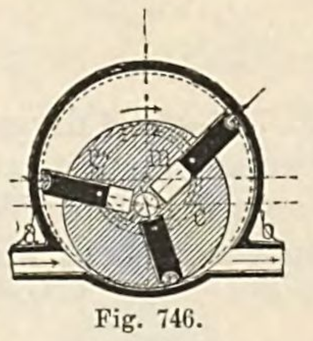


Fig. 746.

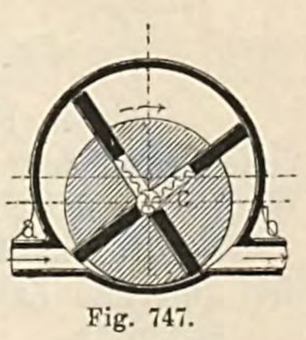


Fig. 747.

e. Lemiellie's Gebläse (Fig. 748). In der Kapsel $a\,b$ befindet sich die Trommel c; vier Arme e, die an gekrümmte Stücke d geschlossen sind, bewirken das Abdichten der Hohlräume, da durch die kleine Kurbel k das Anpressen an die Kapselwand erfolgt.

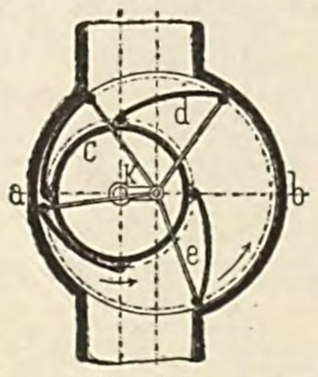


Fig. 748.

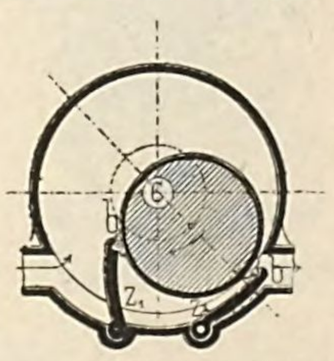


Fig. 749.

h. Dundonald's Dampfmaschine (Fig. 749). In der bekannten Kapsel dreht sich das Excenter C, welches durch den Dampf verdrängt wird. Zur Verhinderung des unzeitigen Entweichens des Dampfes sind zwei Klappen z_1 und z_2 angebracht, die durch ein Bronzestück b die Abdichtung bewirken. Die Anpressung

der Stücke *b* erfolgt durch Gewichte, die ausserhalb der Kapsel auf Hebeln sitzen, welche auf den Drehungsachsen der Klappen befestigt sind.

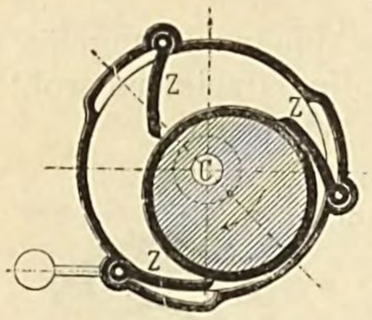


Fig. 750.

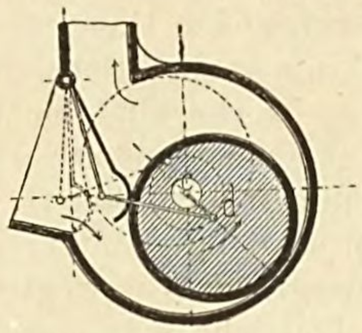


Fig. 751.

i. Cochrane's Dampfmaschine (Fig. 750) stimmt im wesentlichen mit Fig. 749 überein, jedoch sind drei Klappen angewendet, die in entsprechender Weise abgerundet sind und so die Dichtung selbst ohne ein besonderes Stück bewirken. Auch hier drücken Gewichte an Hebelarmen die Klappen gegen den Körper *c*, welcher den Kolben vorstellt.

k. Cooke's Gebläse (Fig. 751) ist als Grubengebläse ausgeführt. Wir sehen wieder die bekannte, excentrisch auf eine Welle gesteckte Trommel. Zur Abdichtung, welches immer der einzige Unterschied bei allen besprochenen Anordnungen war, dient eine Klappe, die durch das Excenter *d* und die Stangenverbindung an die Trommel gepresst wird.

11. Scheibendampfmaschinen.

a. Dampfmaschine von Bouché-Molard (Fig. 752). Man bemerkt einen scheibenartigen Kolben *a* mit einer Kugel, mittelst welcher derselbe gelagert ist. An der Kugel befindet sich ein Cylinder *b*, der in dem kegelförmigen Körper *d*, dessen Fortsetzung *w* bildet, gelagert ist. Wird nun *w* gedreht, so beschreiben die Durchmesser der Scheibe normale Kegel, deren Erzeugende om und $o_1 n$ sind. Bei einer Drehung um 180° wird aber die Verlängerung der Kante om an der unteren Seite des linken Kegels, $o_1 n$ an der oberen Seite des rechten Kegels liegen, und werden ausserdem von den nach *n* und *m* folgenden Punkten der Peripherie der Scheibe die Kreisbogen $\overset{\frown}{mq}$ und $\overset{\frown}{np}$ aus dem Kegel-Mittelpunkte beschrieben sein. Drückt nun in dem Raume *II* Dampf gegen die schräge Fläche des Scheibenkolbens, so wird dies ein Ausweichen des letzteren zur Folge haben, wodurch er sich in die erwähnte Lage begiebt, sodass *n* nach *q* kommt. Alsdann ist durch die Steuerung der Dampfzutritt zu dem Raume *I* zu bewirken, aus dem der spannungslose Dampf entfernt ist. Auf die Welle *w* wird dann eine Drehbewegung übertragen.

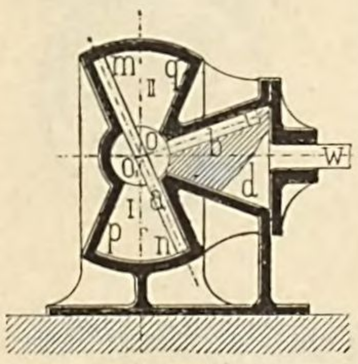


Fig. 752.

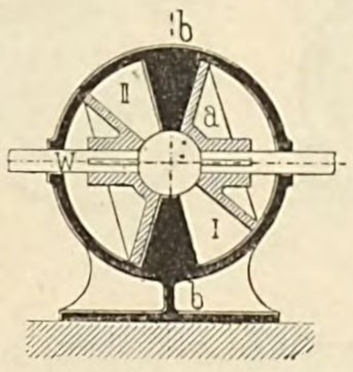


Fig. 753.

b. Fig. 753 stellt die von **Duncan** construirte **Dampfmaschine** dar; auf der Welle *w* sitzen zwei Kegel *a*, zwischen denen sich die Kugel befindet, und der Theil *b*; die Kapsel ist fest. Auch hier bemerkt man wieder die Räume *I* und *II*, in welche der Dampf hineintreten, auf die schrägen Kegelflächen drücken und diese zum Ausweichen und somit die Welle zur Drehung zwingen kann.

12. Kapselräderwerke.

Die in Fig. 754—763 dargestellten Kapselräderwerke sind die bei weitem wichtigsten und werden viele davon sehr häufig practisch angewendet. Ihre Wirkung ist analog denjenigen mit einem auf eine Welle excentrisch aufgesteckten „Verdränger".

a. Das Pappenheim'sche Kapselrad (Fig. 754). Auf den Wellen *a* und *b* sitzen zwei eigenthümlich geformte Zahnräder, die jedoch vollständig nach den Regeln des Eingriffs bei Zahnrädern construirt sind. Die Drehung bewirken zwei Stirnräder auf *a* und *b*. Die Kapselräder sind nun miteinander in fortwährender Berührung, und da ausserdem ein dichter Schluss an der Kapselwand durch die Construction (theoretisch) erzielt ist, so wird das Förderquantum (Wasser, Gas etc.) gleich dem Inhalt des Cylinderringes sein, welcher zwischen dem Zahnscheitelcylinder und dem Zahnfusscylinder oder Radboden **eines** Rades liegt (Zahnringcylinder).

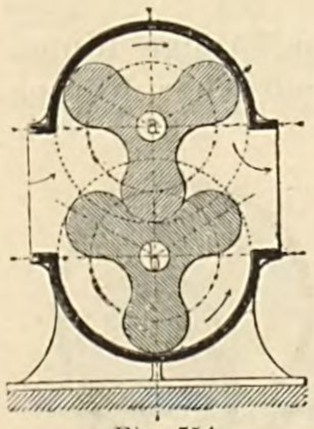


Fig. 754.

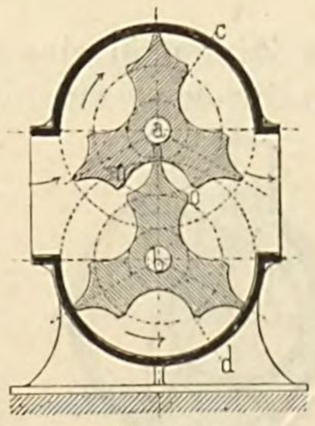


Fig. 755.

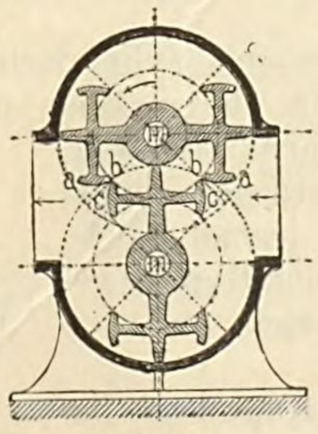


Fig. 756.

b. Die Fabry'schen Wetterräder sind in Fig. 755—756 abgebildet; das letztere ist die vervollkommnete Construction; beide werden zur Grubenventilation verwendet. In Fig. 755 sind sowohl die erhabenen als die vertieften Curven einer Epicykloide nachgebildet, welche durch die aufeinander rollenden Theilkreise erzeugt wird. Die Fördermenge ist gleich dem Inhalt des Zahnringcylinders eines Rades, da das in den Ausschnitten enthaltene Gas gleichsam wieder rückwärts geschleudert wird; infolge dessen ist der Flüssigkeitsstrom auch

nicht constant. Der Kropf der Kapsel brauchte nur bis c und d zu reichen, da dann schon wieder ein anderer Zahn abdichtet. Man erreicht bei halbkreisförmigem Kropf auch dasselbe durch ein Rad mit zwei Zähnen, wie dies ja in der That bei Fig. 756 ausgeführt ist. Diese Wetterräder sind von 3—4 m Durchmesser und 2—3 m Breite ausgeführt.

c. Root's-Gebläse werden in Fig. 757—758 vorgeführt. Fig. 757 ist die ältere und wohl auch practischere Anordnung, da die Ausführung leichter und der Luftstrom constant ist, während bei Fig. 758 der Mangel eintritt, der schon bei Fig. 755—756 erwähnt wurde. Infolge der Ausschnitte tritt nämlich eine Verdünnung und Verdichtung der Luft ein, da die Curven der Zähne Hohlräume bilden; aus diesem Grunde weicht auch Root von der genauen Construction ab und vermeidet so die geschlossenen Kammern. In Fig. 757 ist pq ein Kreis, der mit ab im stetigen Eingriffe, sodass letzterer also auch ein Kreis ist. Das Förderquantum ist wieder gleich dem Inhalte des bekannten Hohlcylinders zwischen Umfang und Fusskreis eines Rades. Bei der zweiten Root'schen Anordnung ist die Radconstruction folgendermassen vorgenommen: Beide Räder, die auf den Wellen m sitzen, sind congruent. Die Bogen ab und a_1b_1 legen sich an die kreisförmige Kapsel und stellen die Zähne vor. Sie sind gleich der halben Theilung oder gleich einem Viertelkreise. Ebenso erstrecken sich die Kreisbogen cd_1 und c_1b über 90^0. Die beiden Curven von d nach a und von b_1 nach d_1 sind gleiche, symmetrisch zueinander liegende Cykloiden, die durch Rollen der sich in x berührenden Theilkreise entstehen.

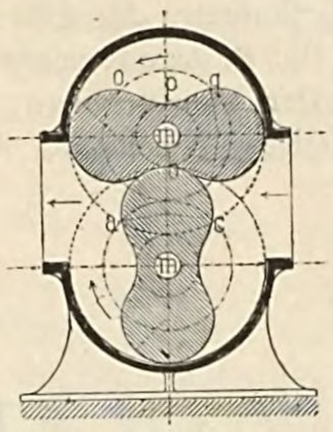


Fig. 757.

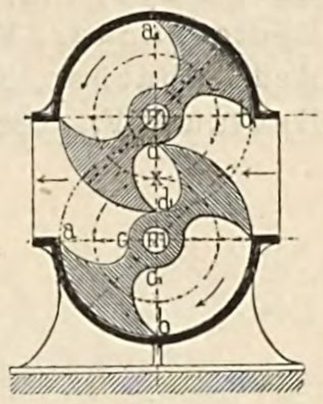


Fig. 758.

d. Bei Payton's Wassermesser (Fig. 759) ist die Zahnform eine Kreisevolvente. Die Normale auf die Curve hat eine Neigung von 15^0, um die Eingriffsdauer möglichst gross zu machen. Die Rückseite der Schaufel ist eine Curve, die sich thunlichst an die Aequidistante der Hauptevolvente anschliessen soll, damit der Eingriff nicht gestört wird. Der Anschluss an die Nabe erfolgt mittelst einer beliebigen Curve. Der Inhalt der geförderten Flüssigkeit ist um etwas kleiner als der Cylinder, dessen Grundfläche der Kreisring zwischen Kapselwand und Nabe bildet; die hinter die Zahnrückenflächen fallende Flüssigkeitsmenge wird immer wieder mit zurückgenommen, daher ist die Fortbewegung des Wassers auch keine regelmässige.

Als eine zweckmässige, practische Construction ist:

e. Evrard's Pumpe (Fig. 760) zu nennen. Die Curve ab ist eine verlängerte, diejenige de eine gemeine Epicykloide (Kardioide). Die beiden mit α bezeichneten Winkel sind gleich. Das geförderte Volumen ist etwas kleiner als der Zahnringcylinder des Rades II; die in ab enthaltene Flüssigkeit wird jedesmal wieder mit zurückgenommen.

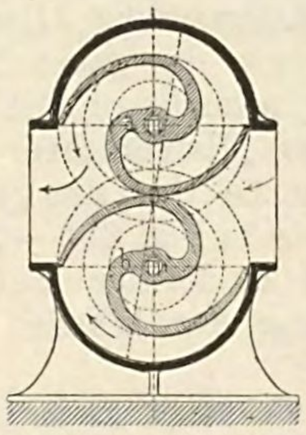


Fig. 759.

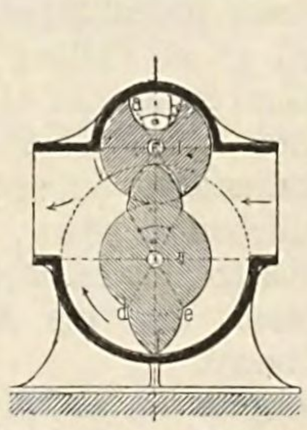


Fig. 760.

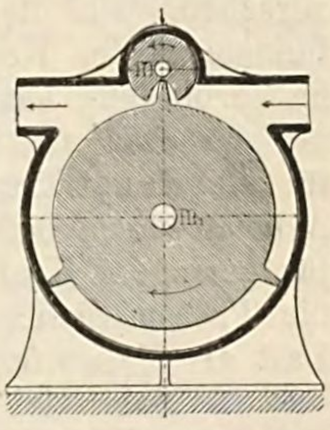


Fig. 761.

f. Das Kapselwerk von Eve-Ganahl (Fig. 761) ist diesem Rade sehr ähnlich, nur dass statt des zweigezahnten Rades ein solches mit drei Zähnen ausgeführt ist und die Umdrehungszahl des kleinen Rades zu der des grossen sich verhält wie 3 : 1. Man braucht infolge dessen nur eine Zahnlücke. Im übrigen ist die Uebereinstimmung mit Fig. 760 leicht zu erkennen.

g. Lecocq-Repsold's Kapselwerk (Fig. 762). Die Räder dieses Kapselwerkes besitzen nur einen Zahn; die Begrenzungscurven sind ausserhalb des Theilkreises Hypocykloiden (Curve ab), innerhalb Epicykloiden (Curve ca). Der Inhalt ist auch hier gleich dem Volumen des Hohlcylinders zwischen Grundkreis und Kapselwand. Die Begrenzungsfläche der letzteren ist etwas grösser als ein Halbkreis zu nehmen.

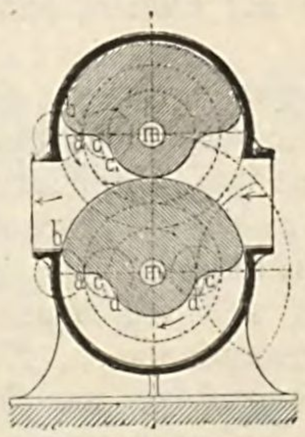


Fig. 762.

Fig. 763.

h. Behrens-Dart's Pumpe (Fig. 763). Um die Cylinder a und b sind die Scheiben c und d drehbar; durch die Ausschnitte ef und e_1f_1 ist den Scheiben eine Drehung ermöglicht und wird zugleich ein Abschluss geschaffen. Die Punkte h und g der Scheiben berühren nicht die Curven ih etc., um nicht in dem entstehenden Hohlraum Flüssigkeit einzuklemmen; die Curve selbst ist eine Epicykloide; das geförderte Flüssigkeitsvolumen ist wie vorhin gleich dem Zahnringcylinder.

LITERATUR.

Verzeichniss der benutzten Quellen.

Byrne & Spon, Spon's Dictionary of Engineering etc. London 1874. E. & F. N. Spon.
Knight, Edward, H., The Practical Dictionary of Mechanics. London. Cassell Petter & Galpin.
Laboulaye, Ch., Dictionnaire des Arts et des Manufactures etc. Paris 1874. Libraire du Dictionnaire des Arts etc.
Redtenbacher, F., Die Bewegungsmechanismen. Heidelberg. Bassermann.
Redtenbacher, F., Der Maschinenbau, Bd. I. Mannheim. Bassermann.
Reulaux, F., Theoretische Kinematik. Braunschweig 1875. Vieweg & Sohn.

IV. Fundamente.

Die **Maschinenfundamente,** speciell die Fundamente der Transmissionen, der Motoren und der Arbeitsmaschinen sind entweder Trag-, Gewichts- oder Massenfundamente, d. h. sie dienen entweder nur dazu, ähnlich wie die Fundamente eines Bauwerkes, das Gewicht der Maschinen zu tragen, oder sie dienen als Gewicht, welches bestimmten in der Maschine auftretenden Kräften das Gleichgewicht halten muss, oder endlich sie dienen als Massen, welche den Zweck haben, durch ihre feste Verbindung mit der Maschine, die in letzterer auftretenden Schwingungen zu vermindern.

Besonders letztere Art findet ausgedehnte Anwendung im gesammten Maschinenbau. Sämmtliche Transmissionen, Dampfmaschinen incl. Locomotiven, Locomobilen und Schiffsmaschinen, Dampfhämmer, Werkzeugmaschinen, Centrifugalpumpen etc. sind mit mehr oder weniger schweren Massenfundamenten zu versehen. Bei den mit angeführten Locomotiven, Locomobilen und Schiffsmaschinen dient als Massenfundament der Kessel nebst Füllung bezw. das ganze Schiff; denn die Maschinen derselben würden, ohne in Verbindung mit dem genannten Gegenstande zu sein, nicht arbeiten können.

Wie auf Seite 105 Band I des „Handbuches" angegeben, dienen zur Befestigung der Lager für die **Haupt-Transmissionen** entweder die Umfassungsmauern der Fabrikgebäude, oder die in den Arbeitsräumen befindlichen Säulen, wie in Fig. 630—632 S. 103, Band I dargestellt ist, während Wellen für geringere Kraftübertragungen meist an die Deckenbalken der Fabrikräume gehängt werden. Für die Transmissionen dient also die Masse der Wände, resp. der Säulen etc. mit der darauf ruhenden Last als Massenfundament.

Sehr viel Sorgfalt ist auf die Befestigung der Lager auf ihren Unterlagen zu verwenden. Auf hölzerner Unterlage pflegt man leichtere Transmissionslager direct zu befestigen. Bei bedeutenderen Kräften und bei Befestigung der Lager auf Mauerwerk ist unter das Lager stets eine Fundamentplatte zu bringen, welche den Druck auf eine grössere Fläche überträgt, sodass derselbe die für die betreffende Art des Mauerwerks pro Flächeneinheit zulässige Belastung nicht überschreitet. Die Fundamentplatten werden mit Cement auf dem Fundament vergossen und durch starke Fundamentschrauben damit verbunden.

Consollager werden, abgesehen davon, dass sie den vorstehenden Bedingungen genügen müssen, mit einem in das Mauerwerk eingreifenden Vorsprung versehen, um die Befestigungsschrauben vor der Inanspruchnahme auf Abscheerung zu schützen.

Für die Drahtseil-Transmissionen sind zur Unterstützung der Seilscheibenwellen besondere Tragpfeiler auszuführen; an den Endstationen sind dieselben mit Massenfundamenten zu versehen, und zwar bestimmt sich die Masse bezw. das Gewicht derselben nach dem auftretenden Seilzuge. Die Pfeiler der Zwischenstationen (s. Fig. 444—450, S. 71 Band I) sind lediglich als Tragpfeiler zu behandeln und haben demzufolge nur Tragfundamente zu erhalten. Man stellt dieselben in der Regel aus Quadern oder Ziegelsteinmauerwerk in Cementmörtel, selten aus Bruchsteinen her.

Von besonderer Wichtigkeit ist die Ausführung der Fundamente für **Dampfmaschinen.** Bei denselben ist stets ein ausschliesslich aus Gusseisen bestehender Rahmen vorhanden, welcher unter normalen Verhältnissen solche Dimensionen und Formen besitzt, dass er alle inneren Maschinenkräfte gegeneinander aufhebt. Das Fundament dient dann nur dazu, die Schwingungen des Rahmens aufzunehmen und zu vernichten. Die Verankerung des Rahmens mit dem Fundamente ist durch möglichst wenige aber kräftige Fundamentschrauben zu bewirken; und diese sollen in möglichst unmittelbarer Nähe der Orte angeordnet

werden, an denen die Einwirkungen auf den Rahmen besonders heftig sind, so zu beiden Seiten des Lagers und des Cylinders.

Die Massenfundamente der Dampfmaschinen lassen sich nur in den seltensten Fällen berechnen und werden gewöhnlich rein nach der Erfahrung bestimmt. Ihre horizontalen Dimensionen bestimmen sich nach der horizontalen Ausdehnung der Maschine, wobei man das Fundament nach allen Seiten um ein gewisses Mass überstehen lässt. Die verticalen Masse, also Länge der Fundamentschrauben und Tiefe des Fundamentes, sind sehr verschieden, je nachdem die Maschinen grösseren oder geringeren Stössen ausgesetzt sind. Die Länge der Fundamentschrauben schwankt bei verschiedenen Maschinen zwischen $3{,}5\,D - 7\,D$ (D = Cylinderdurchmesser), gewöhnlich beträgt dieselbe $4\,D - 5\,D$. Die ganze Tiefe des Fundamentes schwankt dementsprechend zwischen $4{,}5\,D$—$9\,D$, gewöhnlich $5\,D$—$6\,D$. Gute Verhältnisse für die Stärke der Fundamentschrauben giebt folgende empirische Formel: $\delta = 2{,}4\text{ cm} + \frac{D}{40}$.

Die Fundamente der Balancier-Dampfmaschinen sind Gewichtsfundamente. Dieselben sind vor allem sehr sicher zu fundiren und bestimmen sich in ihrer Grösse nach der dem Fundamentgewicht entgegenwirkenden Kraft und zwar so, dass dasselbe das $1\,^1/_2$ fache bis Doppelte der Kraft beträgt.

Das Material für die Ausführung der Fundamente besteht am besten aus möglichst grossen Quadern von Sandstein oder Granit. Von nahezu gleicher Güte sind die Fundamente, welche aus sehr hart gebrannten Ziegelsteinen (Klinkern) in gutem Portland-Cementmörtel hergestellt sind. Letztere werden wegen ihrer grösseren Billigkeit oft den ersteren vorgezogen. In Gegenden, wo Steine, sowohl natürliche als künstliche, schwer zu beschaffen sind, hat man in neuester Zeit mit Vortheil ganze Fundamente aus Cementbeton hergestellt. Abgesehen davon, dass man im stande ist, mit bedeutend geringeren Kosten bei Anwendung von Beton das Fundament herzustellen, erreicht man damit noch den Vortheil, dass dasselbe nach Fertigstellung als ein Monolith betrachtet werden kann, wodurch man aller Nachtheile des Fugenmauerwerks enthoben ist.

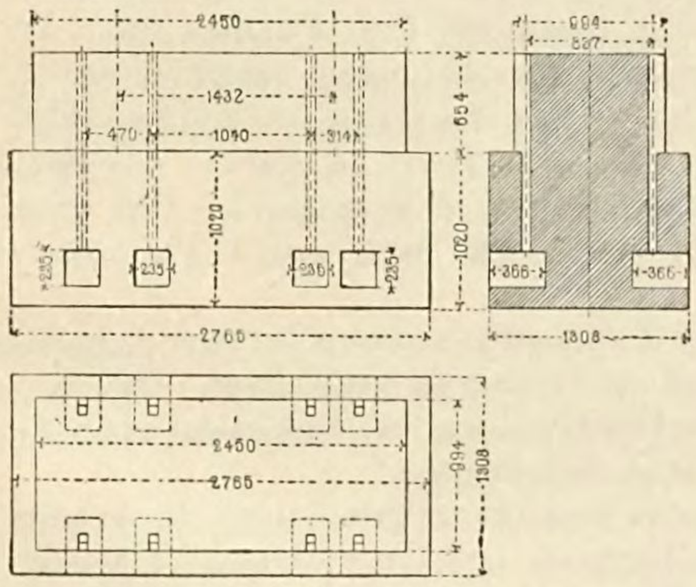


Fig. 764—766.

Fig. 764—766 stellen das in Klinkermauerwerk in Cement ausgeführte Fundament einer kleinen Zwillingsdampfmaschine dar. Zur Befestigung des Rahmens auf dem Fundamente dienen 8 Fundamentschrauben der Art, wie sie in Fig. 75—78, S. 11, dargestellt sind. Das Fundament ist als sehr solid zu bezeichnen, da Aussparungen für das Schwungrad gar nicht vorhanden sind und die Schwächung durch die Löcher für die Verankerung nicht von Belang ist.

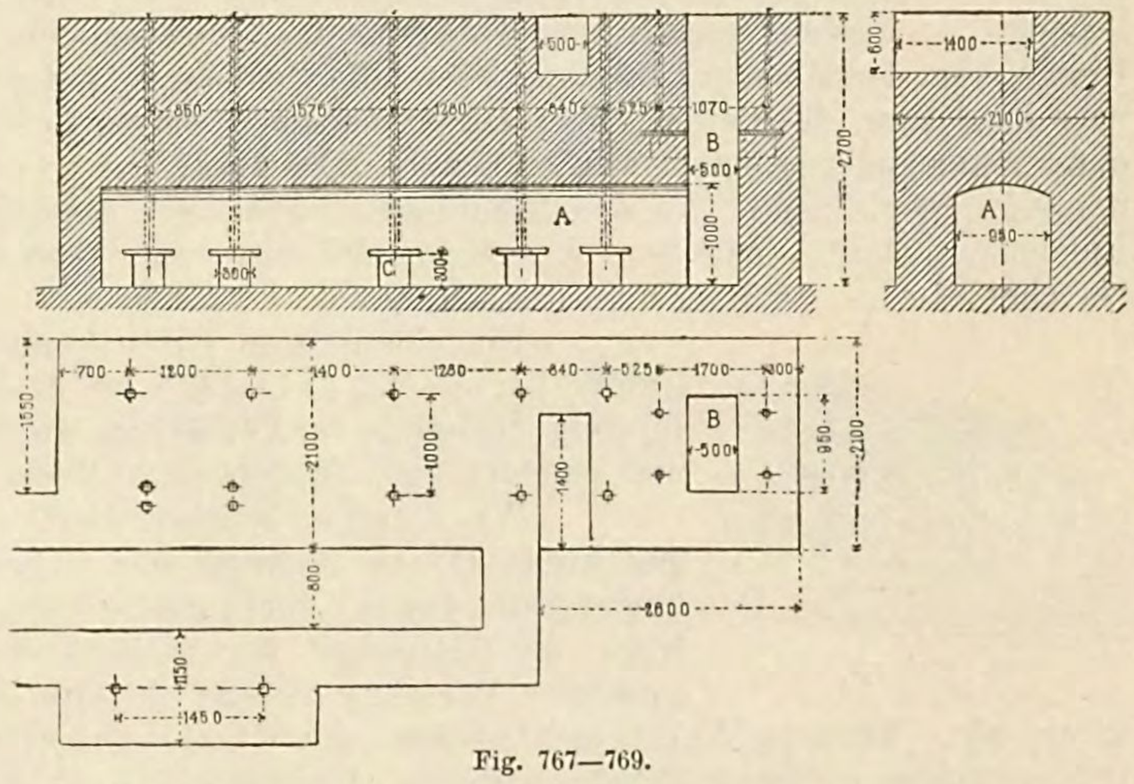


Fig. 767—769.

Ein Fundament für eine Walzwerksdampfmaschine von 630 mm Cylinderdurchmesser und 840 mm Hub ist in Fig. 767—769 dargestellt. Das sehr starke Gestell der vielen Stössen ausgesetzten Maschine ist durch 12 Schraubenbolzen auf dem Fundamente zu befestigen. Die Aussparungen C für die Ankerplatten sind durch Anbringung eines Canales A mit einem Einsteigschacht B zugänglich gemacht, doch ist diese Construction im allgemeinen wegen der dadurch herbeigeführten grossen Schwächung des Fundamentkörpers nicht zu empfehlen. In letzterer Beziehung ist es vortheilhafter, wenn man die Canäle unten im Fundament ganz fort lässt und dann die Schraubenbolzen nach Fig. 83—84, S. 11, zum Durchstecken einrichtet.

Bei den in neuerer Zeit sehr in Aufnahme gekommenen Dampfmaschinen mit Bajonnetbalken wird bei gutem tragfähigem Baugrunde das Fundament in 2 Hälften ausgeführt und eine Hälfte unter das Lager, die andere unter den Dampfcylinder gelegt. Bei der Projectirung eines derartigen getheilten Fundamentes ist streng darauf zu sehen, dass der Druck, welcher pro Flächeneinheit auf die Fundamentsohle ausgeübt wird, bei beiden Fundamenthälften gleich ist. Die Anordnung eines solchen Fundamentes ist in Fig. 770—773 dargestellt. Die beiden nahezu gleichen Hälften A und B bestehen aus

Klinkermauerwerk in Cement mit eingesetzten Quadern als Unterlagen für die Fundamentplatten. Die für die Fundamentplatten hergestellten Kammern sind in der Hälfte *A* durch die Aussparungen *C* und *D* für Schwungrad und Riemenscheibe zugänglich. Zu demselben Zwecke ist in dem Theile *B* ein besonderer Canal *E* mit Einsteigschachten *F* angebracht. *G* ist eine Aussparung für die Dampfleitung vom Cylinder zum Vorwärmer.

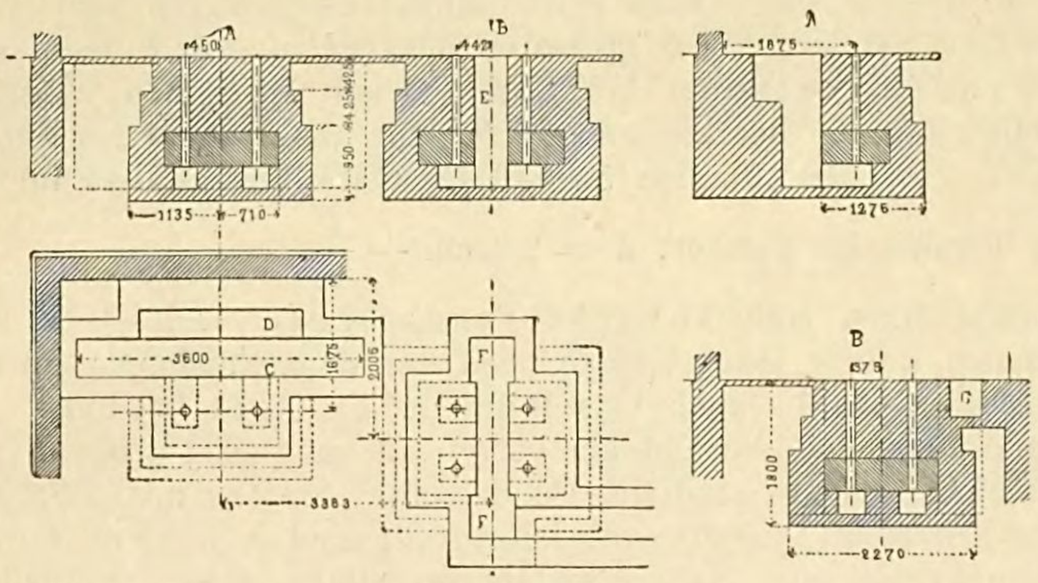


Fig. 770—773.

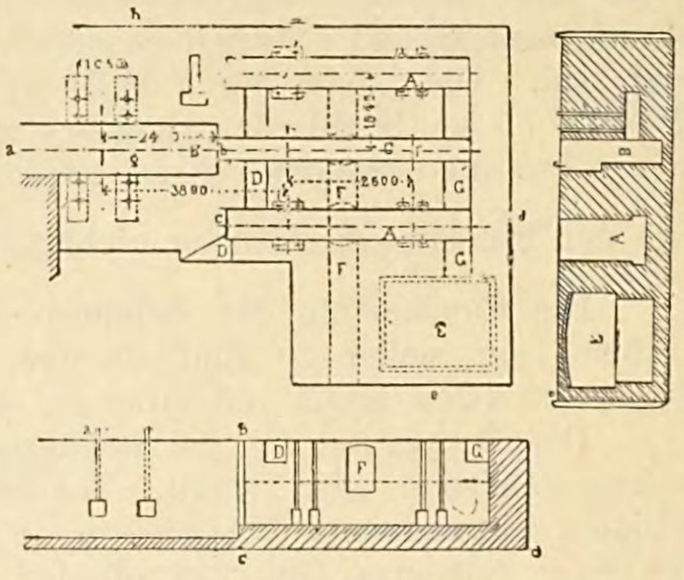


Fig. 774—776.

Ein grosses Dampfmaschinenfundament für eine Zwillingsmaschine, welches ganz in Beton hergestellt ist, zeigen Fig. 774—776. Dieses in der Pulverfabrik zu Bomlitz bei Walsrode ausgeführte Fundament war in Beton insofern schwierig herzustellen, als es ein überwölbtes Wasserbassin *E* mit Ab- und Zufluss-Canal enthält, eine Schwungradgrube *B*, 2 Maschinencanäle *A A* (d. h. Canäle, um die Keile für die Fundamentschrauben einlegen zu können), 2 überwölbte Verbindungscanäle *F F*, 2 offene Canäle für Dampf *D D*, 2 solche für Zu- und Ableitung des Condensations- und Einspritzwassers *G G*, Pumpen etc. Die Herstellung desselben erfolgte, nachdem alle Oeffnungen mit provisorischen Verschalungen versehen, welche nach Erhärtung des Betons leicht herauszunehmen waren, in kurzer Zeit, damit das Ganze in innige Verbindung miteinander gebracht werden konnte. Das Mischungsverhältniss des Betons war 1 : 8 (Cement mit Kies resp. Sand). An den Schalungen wurde eine bessere Mischung von 1 : 3 verwendet. Das ganze Fundament wurde, nachdem es aufgestampft war, mit einem Aufputz von 1 Th. Sand und 1 Th. Cement versehen.

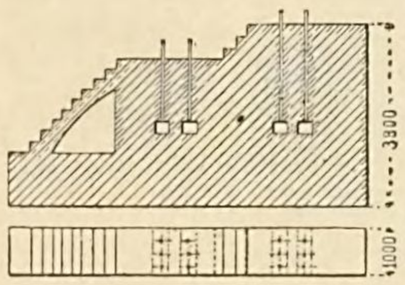


Fig. 777—778.

Ein ebenfalls in Beton hergestellter Transmissionspfeiler derselben Fabrik ist in Fig. 777—778 im Schnitt und im Grundriss gezeichnet. Die Ausführung desselben im Verhältniss zu der des Fundamentes war bedeutend einfacher und erfolgte ganz in derselben Weise wie oben beschrieben.

Wie schon im Eingang dieses Abschnitts bemerkt, erhalten auch die **Arbeitsmaschinen** (Werkzeugmaschinen, Centrifugalpumpen und Dampfhämmer) Massenfundamente, deren Anordnung je nach dem Zwecke und der Grösse der Maschine, sowie der Heftigkeit der auftretenden Stösse verschieden ist. Die Fundamente grösserer Werkzeugmaschinen weichen von denen der Dampfmaschinen nur wenig ab. Kleinere Werkzeugmaschinen und Centrifugalpumpen werden zweckmässig auf einen einzigen genügend grossen Quader gesetzt. Eigenthümlich ist die Anordnung der **Dampfhammerfundamente.** Ausser den Anforderungen an ein gutes Massenfundament tritt bei denselben noch die Aufgabe hinzu, eine Unterlage von grosser Elasticität herzustellen. Man erreicht dieses dadurch, dass man mit dem aus Mauerwerk bestehenden Massenfundamente einen grossen Holzkörper verbindet, welcher zunächst die Stösse aufzunehmen bestimmt ist. Solche Holzunterlagen werden aus einer grossen Zahl bearbeiteter Stämme hergestellt, welche man über- oder nebeneinander legt und mit starken Schraubenbolzen oder Bändern zusammenhält (s. „Handbuch“, Fig. 215—222, S. 51—52, Bd. III).

Fig. 1.

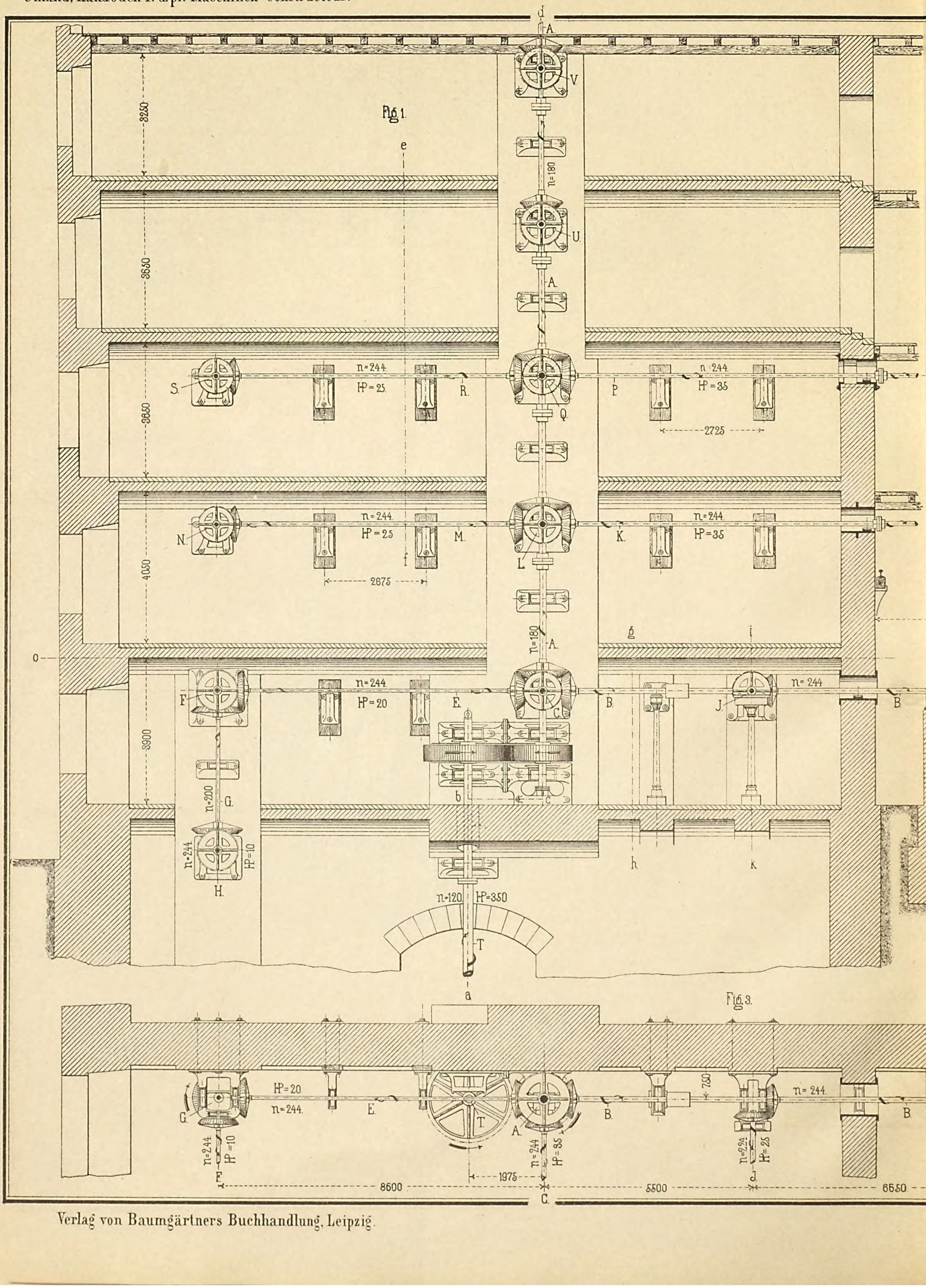


Fig. 3.

Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

Fig. 4.

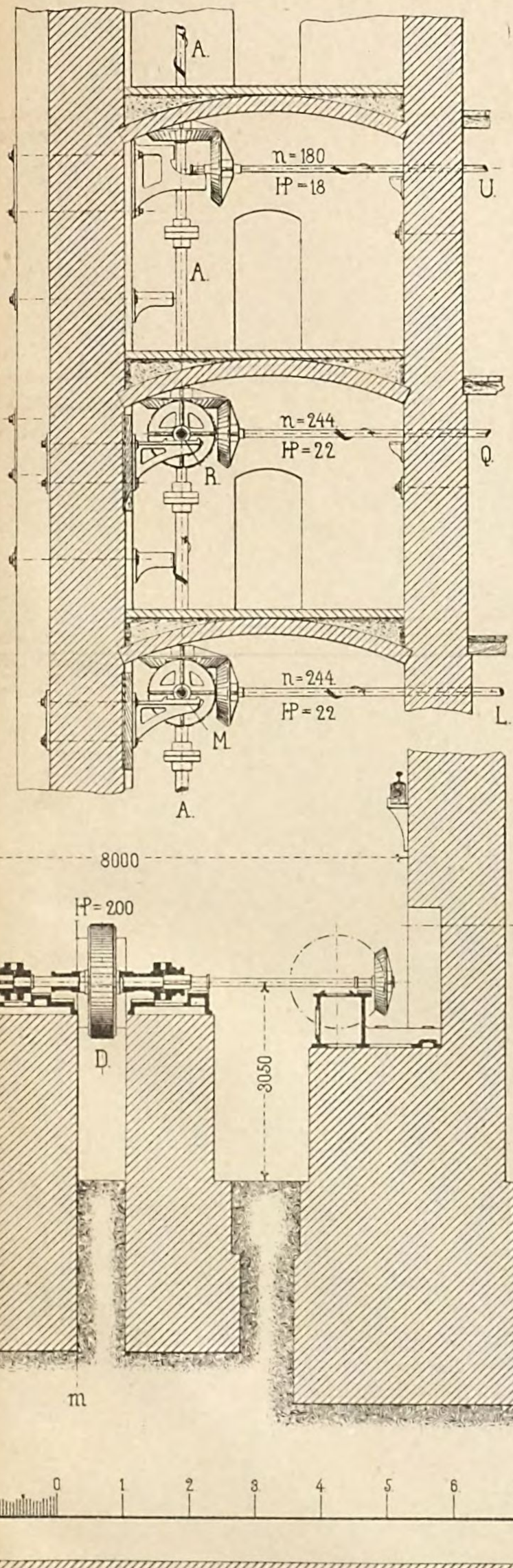


Fig. 5.

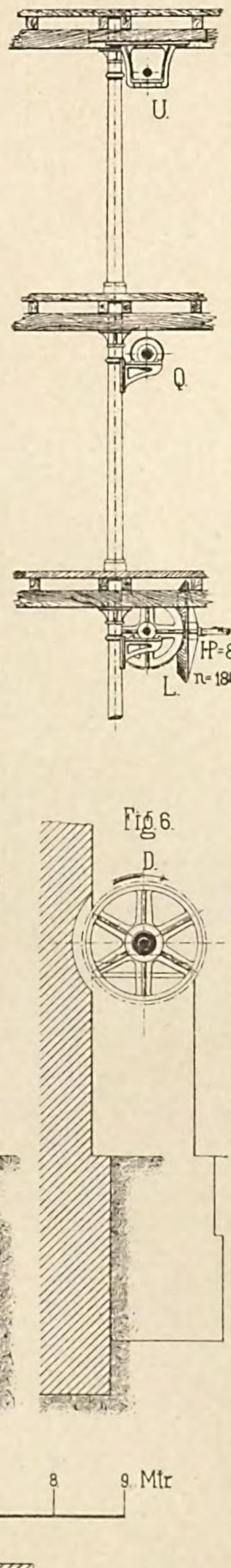


Fig. 6.

Fig. 2.

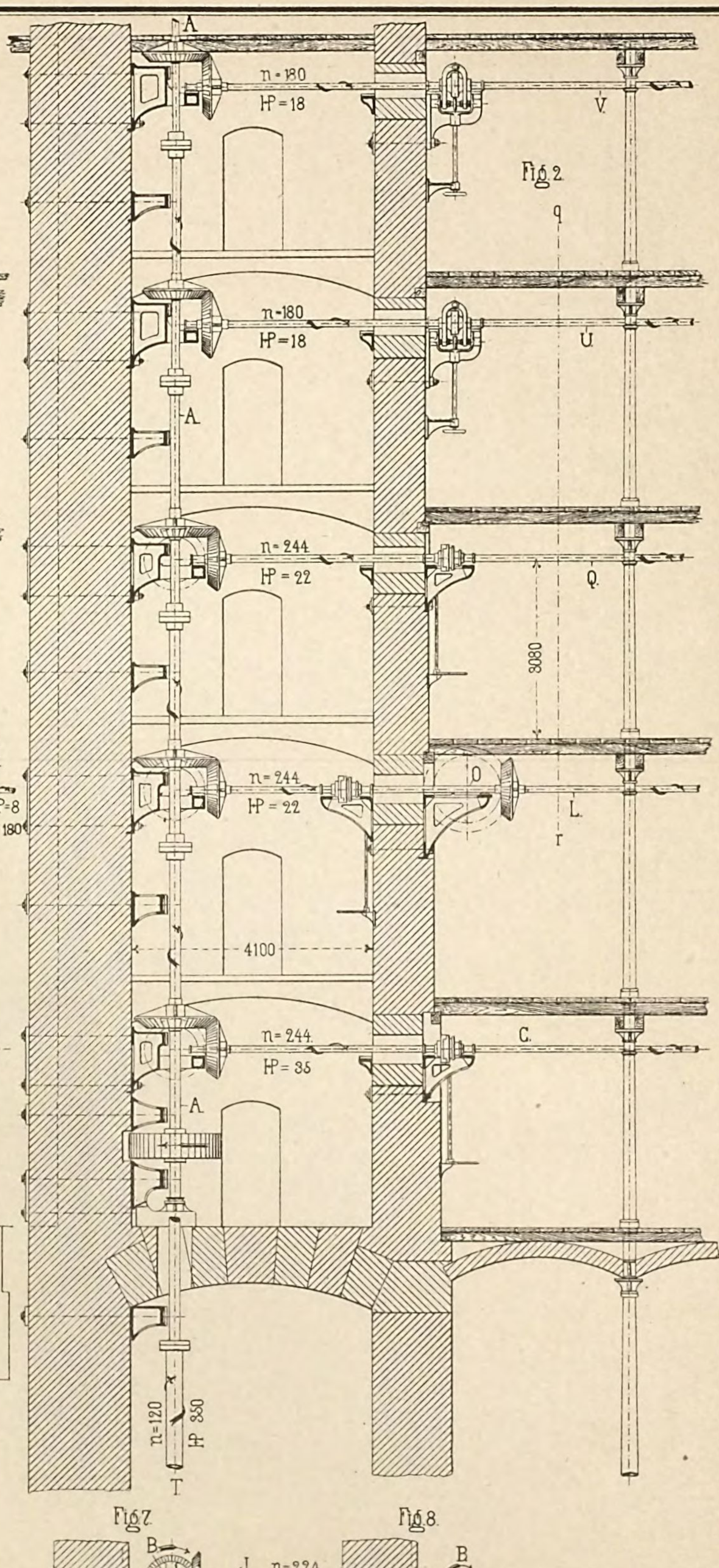


Fig. 7.

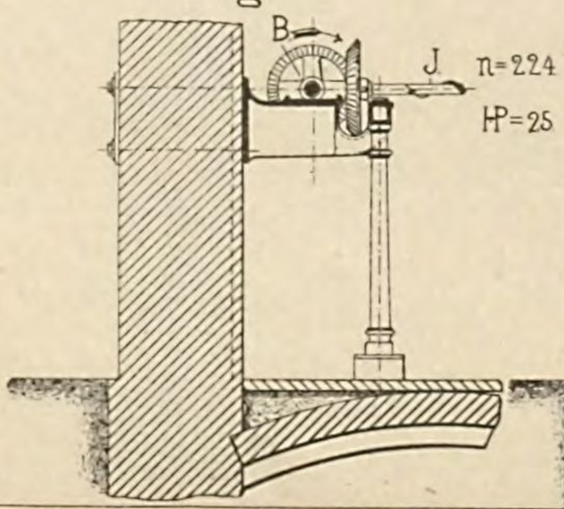
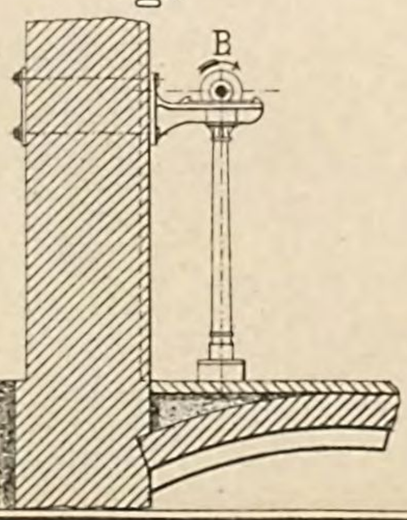


Fig. 8.



Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber Leipzig.

Hanfseil-Tra

Massstab zu Fig. 3-4

1 0 1 2 3 4 5 10 m

Massstab zu Fig. 5-6

1 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 15 m

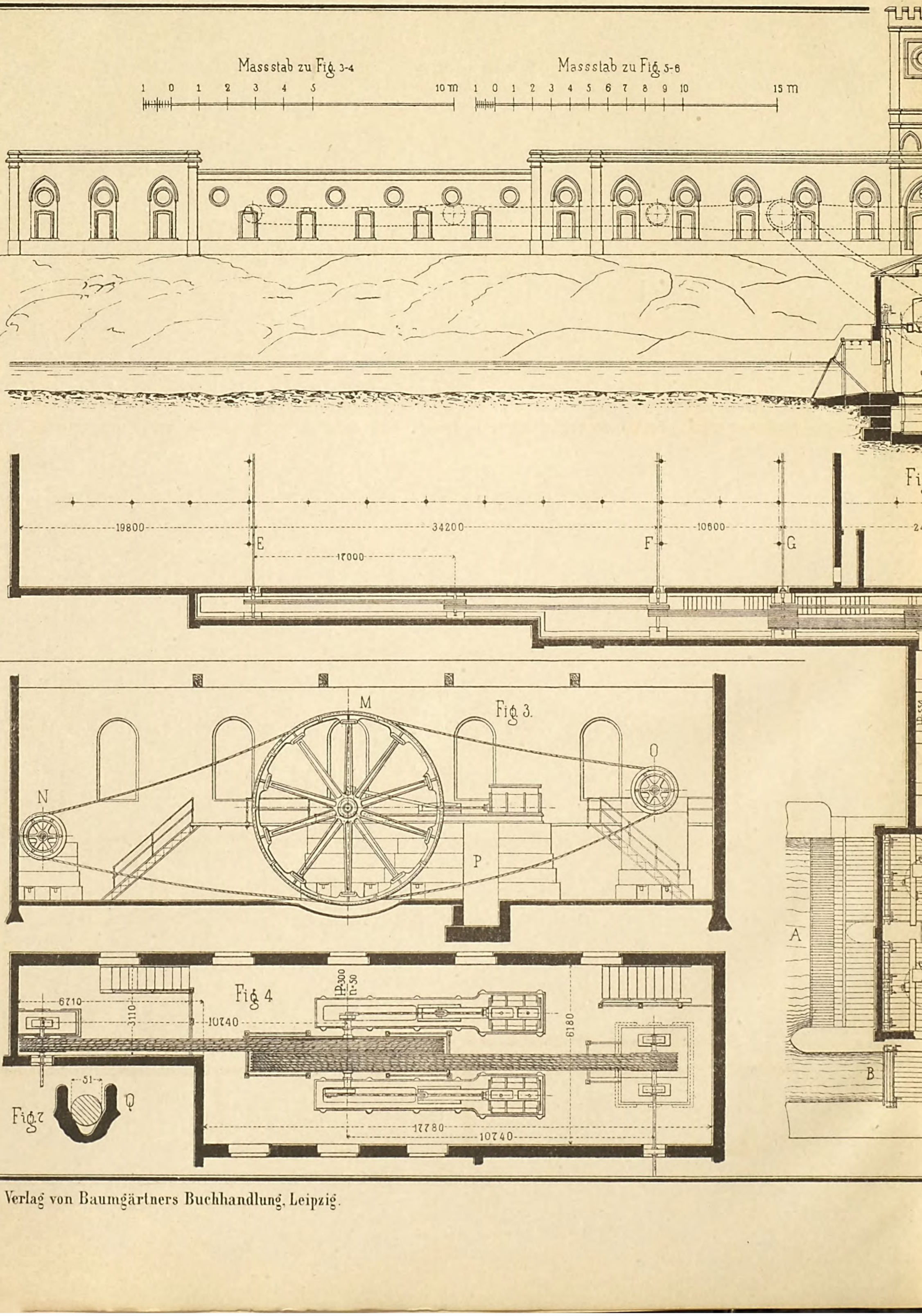


Fig. 3.

Fig. 4

Fig. 7

Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

Transmissionen.

Fig. 1.

Massstab zu Fig. 1-2

1 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 15 20 30 40 50m

D

Fig. 2

H J K L

24300 10600 34200 19800 17000

D

IP-534 n-100

C

Fig. 5

R

Fig. 6

n-130 a b c d n-130 e f n-73 IP-238 g h n-130 i k l n-130 m n

3270 3270

S T

3750

14000 12500

Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber Leipzig.

BIBLIOTHEK
FACHA

Drahtseiltransmission von

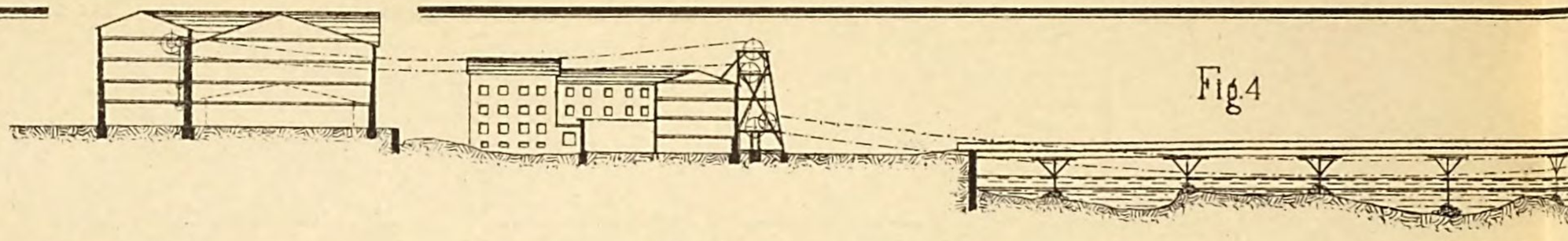


Fig. 4

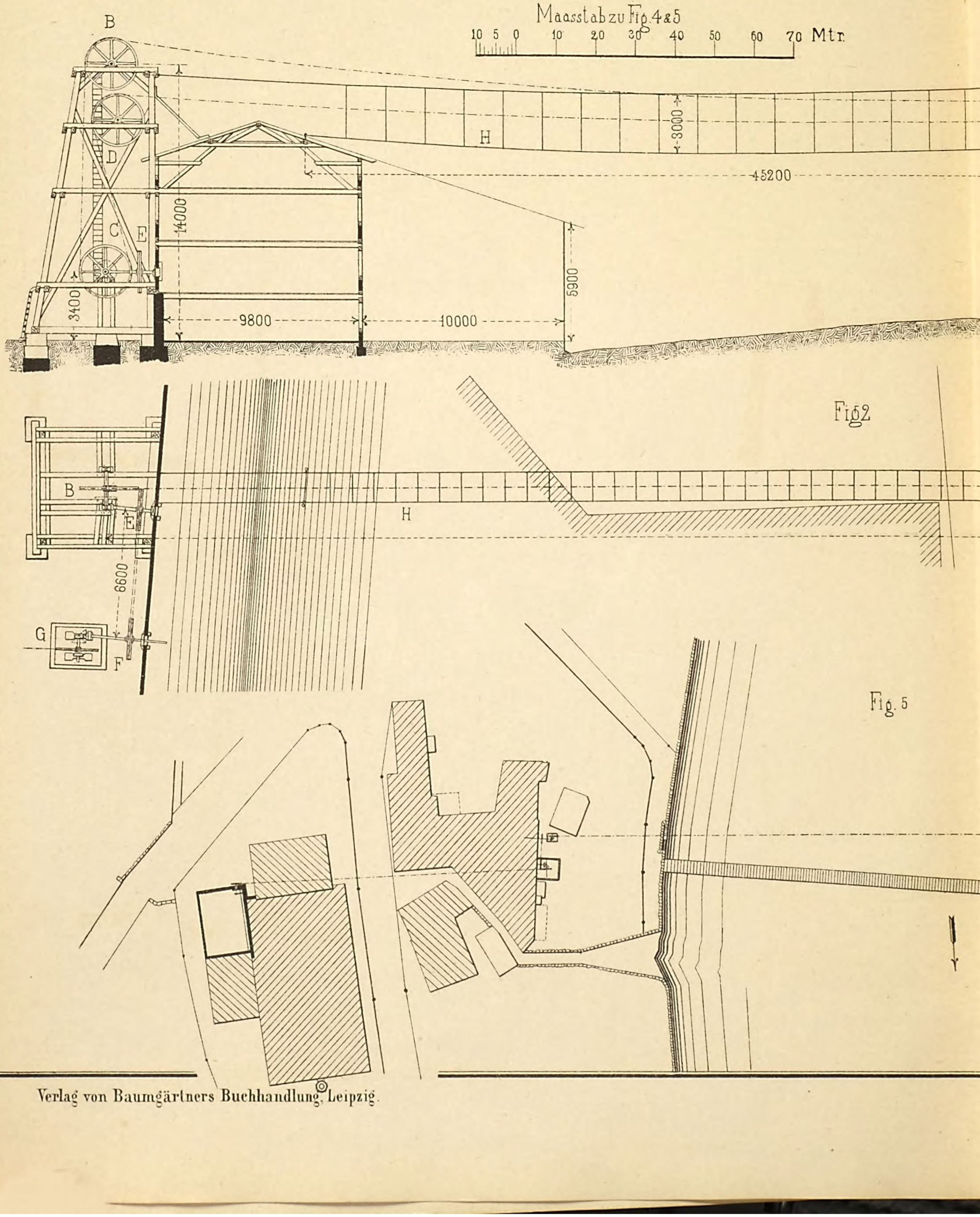


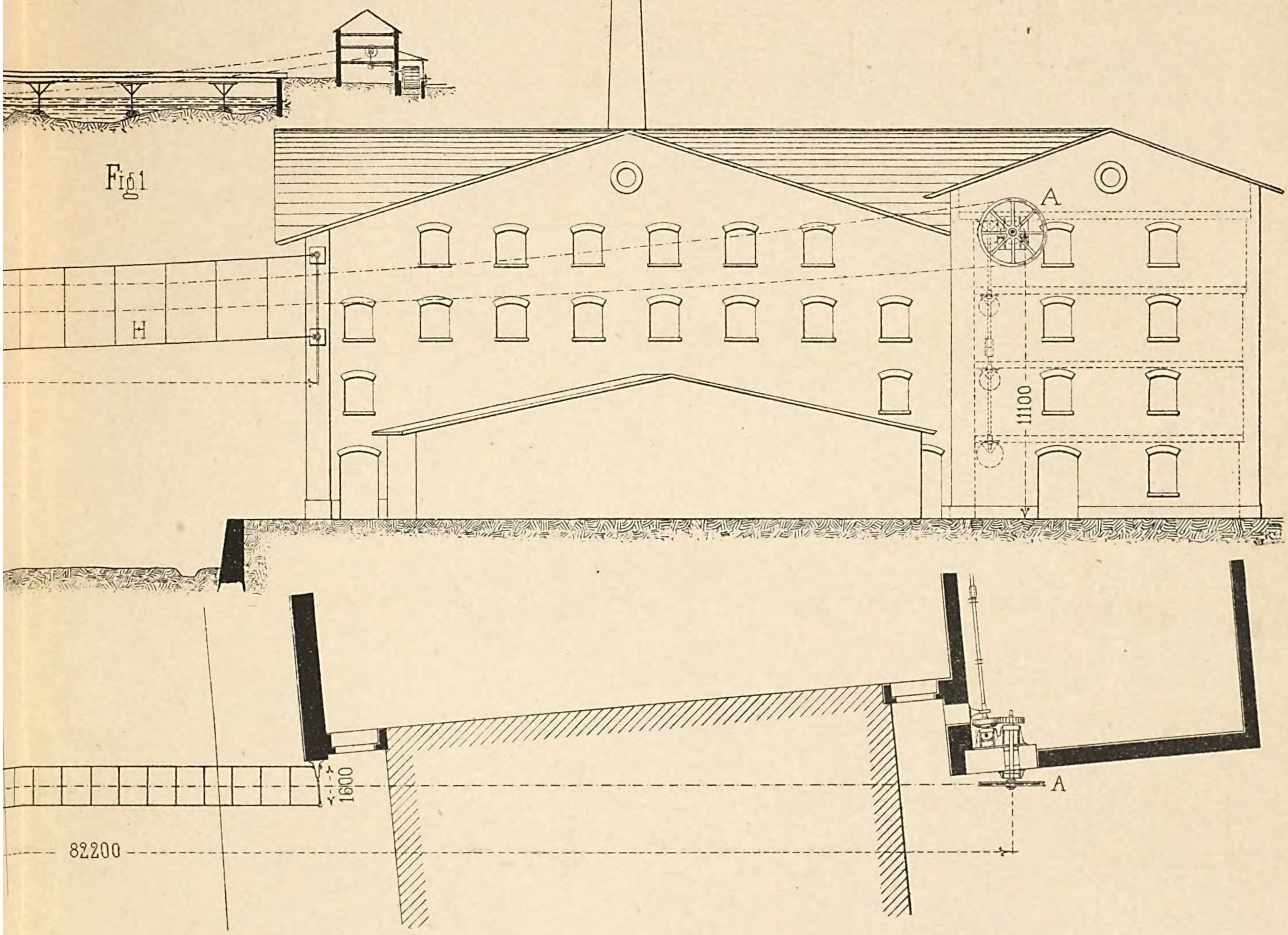
Fig. 2

Fig. 5

Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

von J. J. Rieter & Co., Winterthur.

Fig 1



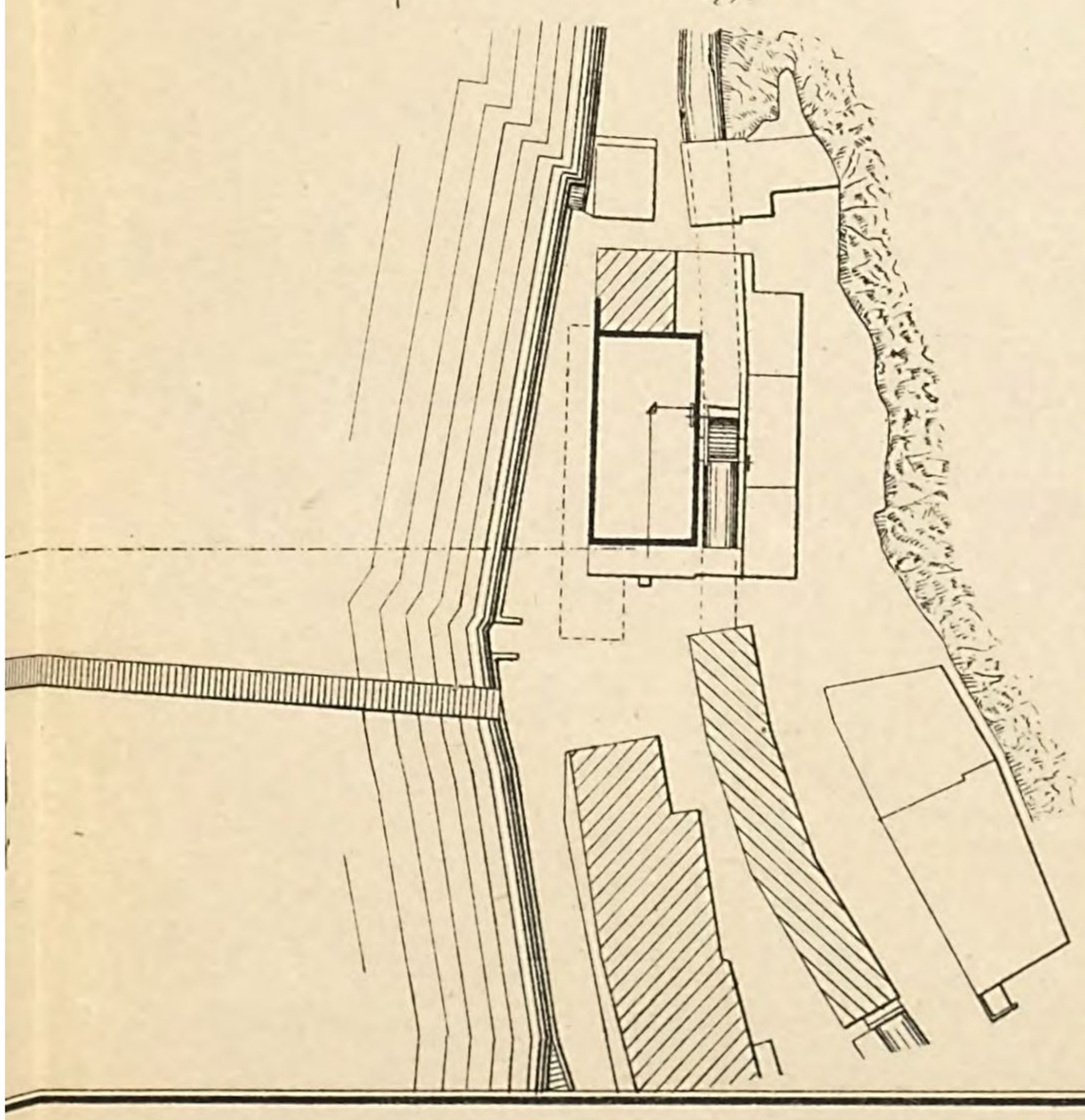
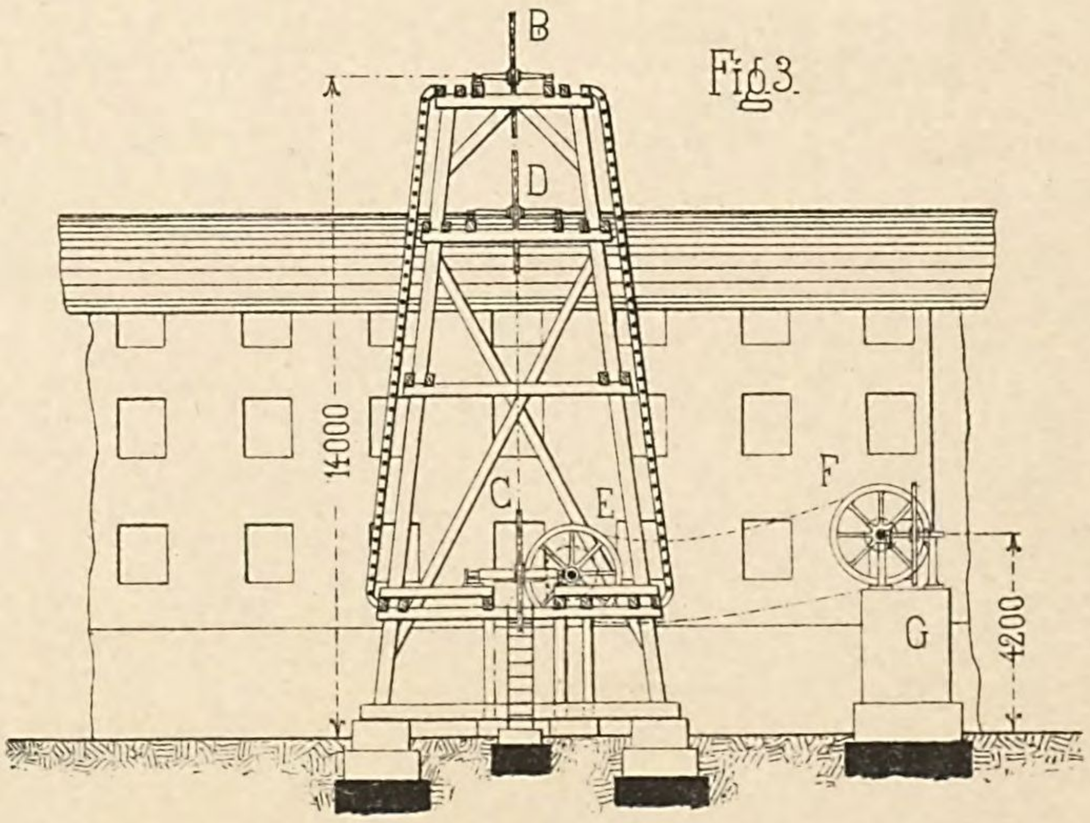


Fig 3.



Maasstab zu Fig. 1-3

0 2 4 6 8 10 12 14 16 18 20 Mtr.

Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

Turbinen- und Transmissions-Anlage

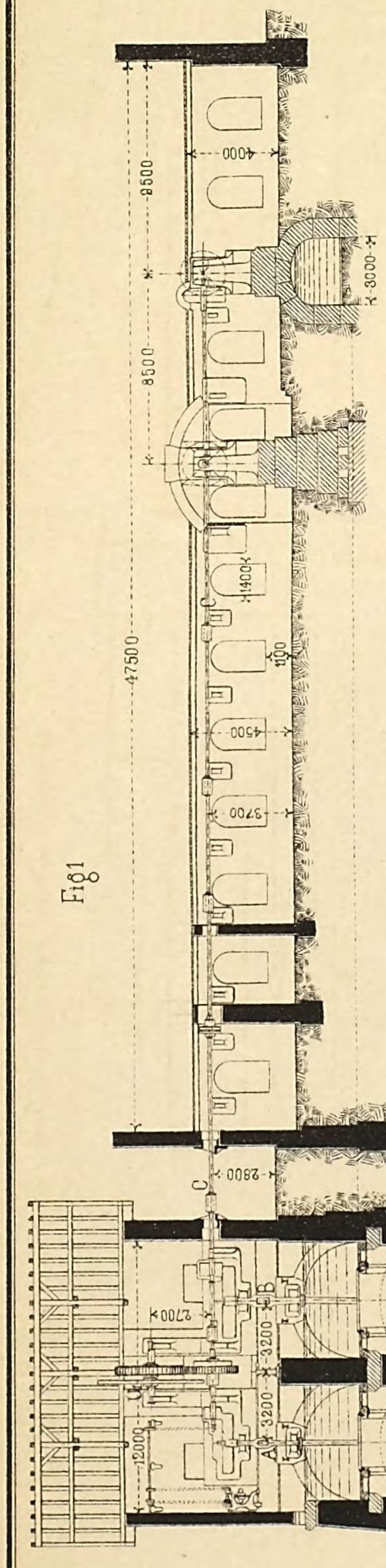


Fig 1

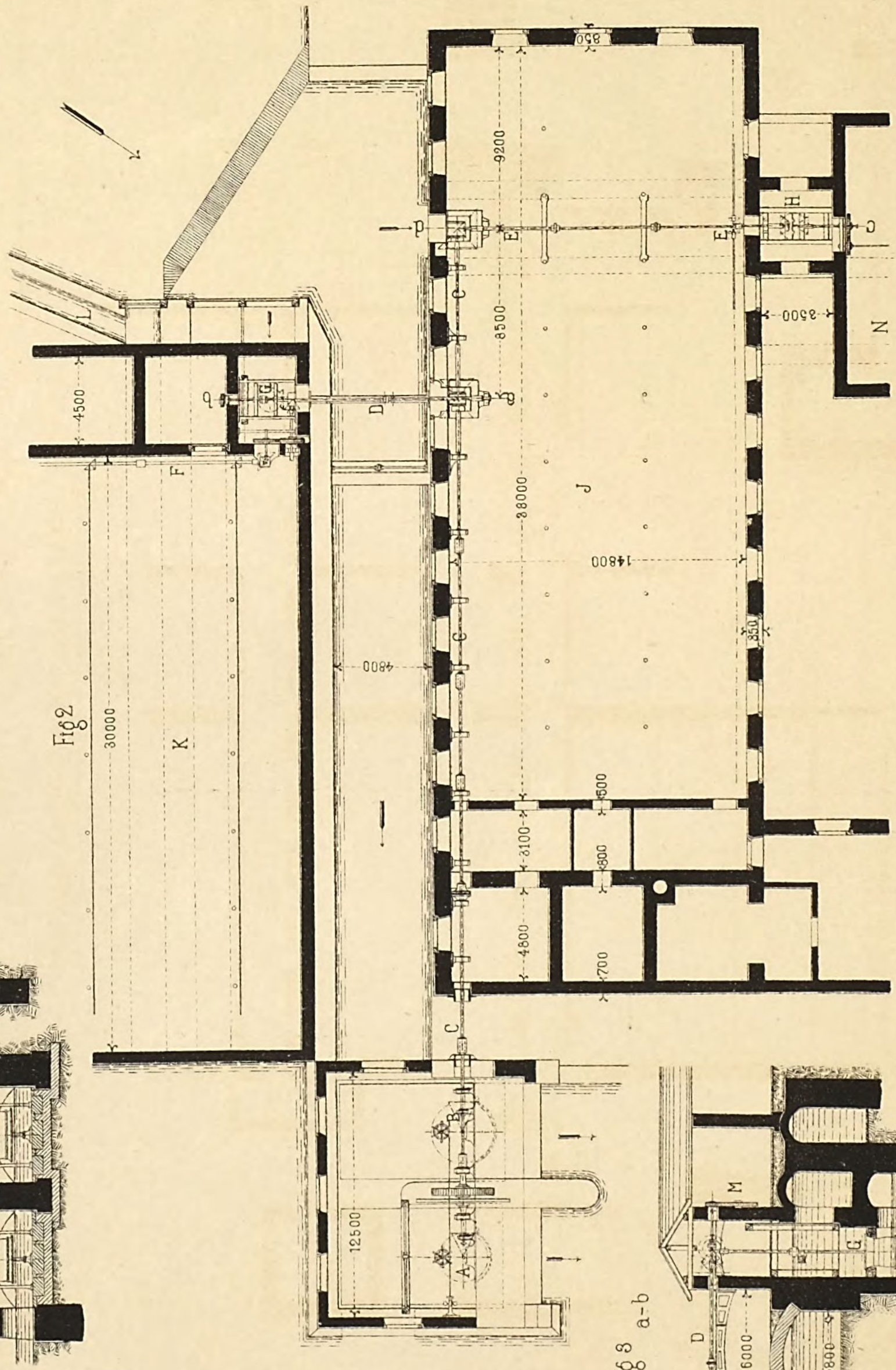


Fig 2

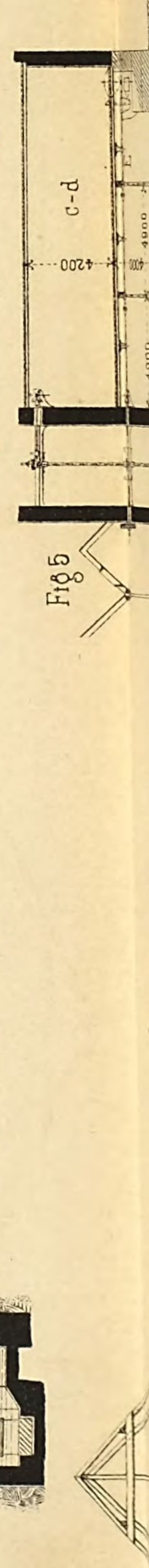


Fig 5

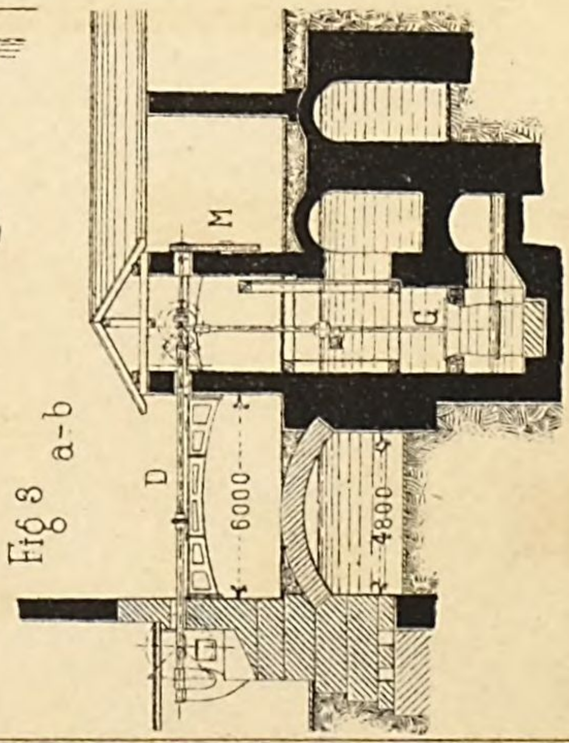


Fig 3 a-b

Verlag von Baumgärtners Buchhandlung, Leipzig.

lage von J.J. Rieter & Cº, Winterthur.

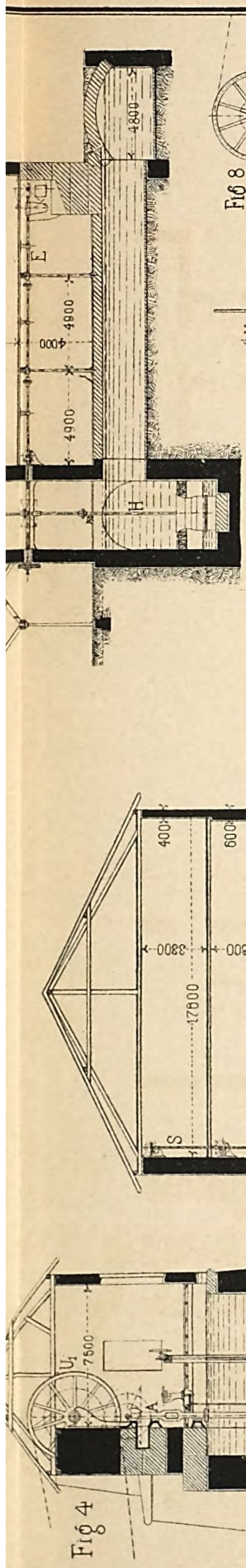


Fig 4

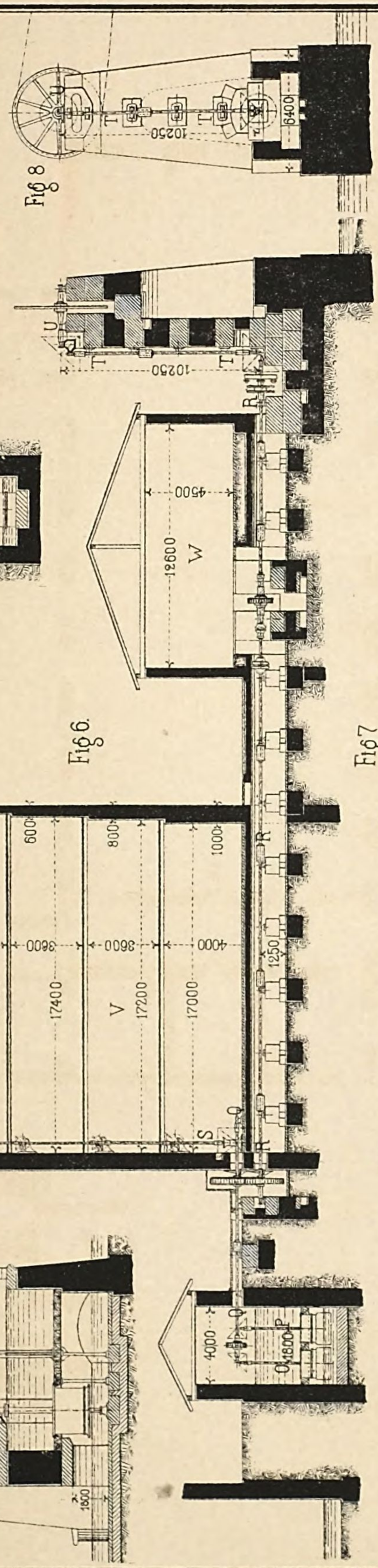


Fig 6.

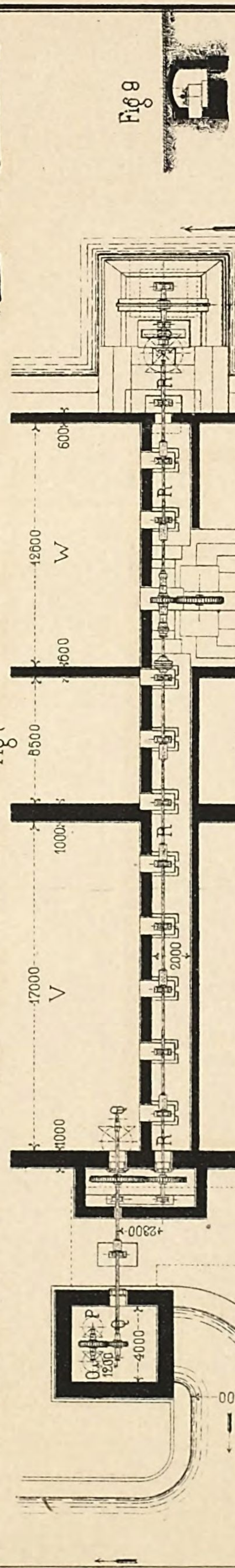


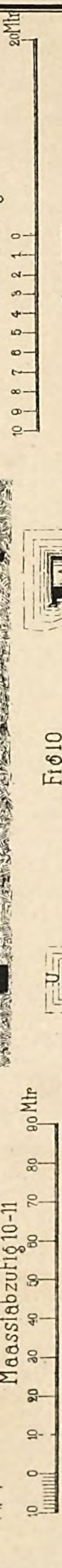
Fig 7

Fig 8

Fig 9

Fig 11

Maassstab zu Fig 1-9



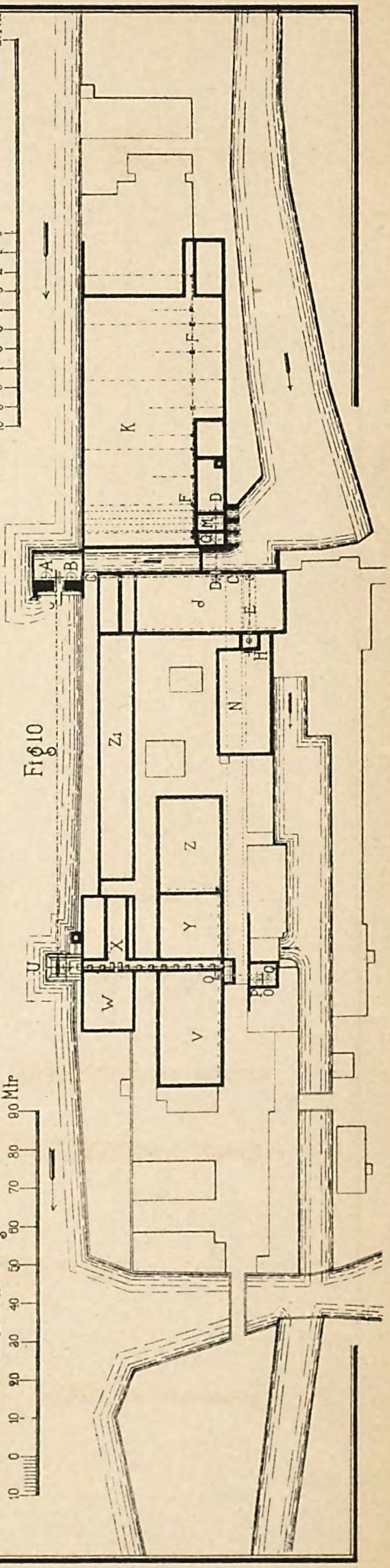


Fig 10

Maassstab zu Fig 10-11

Photolithograph. Druck v. Fr. Gröber, Leipzig.

LEIPZIG,
DRUCK VON J. B. HIRSCHFELD.

BSB Bayerische StaatsBibliothek

MDZ Münchener DigitalisierungsZentrum Digitale Bibliothek

Uhland, Wilhelm Heinrich,

Handbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur

Bd.: 1,1

1883

4 Math.a. 360 r-1,1
urn:nbn:de:bvb:12-bsb11505753-1